

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ELCHE

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



"DISEÑO DE VOLTEADOR DE
CONTENEDORES INDEPENDIENTE
MÓVIL"

TRABAJO FIN DE GRADO

Septiembre -2020

AUTOR: Daniel Alemán Izco

DIRECTOR/ES: Nuria Campillo Davo

Oscar Cuadrado Sempere

ÍNDICE

1. MEMORIA	1
1.1 INTRODUCCIÓN	2
1.1.1 ESTUDIO DE MERCADO	3
1.1.2 PROCESO DE DISEÑO	4
1.2 MEMORIA DESCRIPTIVA	6
1.2.1 REQUERIMIENTOS DEL PROYECTO	6
1.2.2 ESPECIFICACIONES INICIALES	7
1.2.3 OBJETIVOS DEL PROYECTO	9
1.2.4 NORMATIVA APLICABLE	9
1.2.5 DESCRIPCIÓN GENERAL VOLTEADOR	11
1.2.6 ELEMENTOS AJUSTABLES	51
1.2.7 ETAPAS DEL CICLO DE VOLTEO	59
1.2.8 PROCESO DE FABRICACIÓN	60
1.2.9 PROCESO DE SOLDADURA	93
1.2.10 SISTEMA HIDRÁULICO	97
1.3 CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS	100
1.3.1 CÁLCULO DE LA CARGA A ELEVAR	100
1.3.2 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO	111
1.3.3 CÁLCULO DE ESFUERZOS DEL EJE DE GIRO	117
1.3.4 – CÁLCULO DE ESFUERZOS EN EL SISTEMA DE CONTRAPESA	127
1.3.5 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO DEL EJE DE GIRO	134
1.3.6 CÁLCULO DE ESFUERZOS EN TORNILLOS	138
1.3.7 CÁLCULO DE ESFUERZOS EN LAS CARTELAS DE LOS ANCLAJES DEL CILINDRO	154
1.3.8 SELECCIÓN DE LAS RUEDAS DEL VOLTEADOR	157
1.3.9 ANÁLISIS TENSIÓN EN INVENTOR	160
2. PLANOS	182
PLANO 0: MEDIDAS GENERALES DEL VOLTEADOR	
PLANO 1: CONJUNTO DEL VOLTEADOR	
PLANO 1.1: SUBCONJUNTO BASTIDOR	
PLANO 1.1.1: SUBCONJUNTO MARCO PROTECTOR	

- PLANO 1.1.2: BANDEJA GRUPO HIDRÁULICO (DESARROLLO)
- PLANO 1.1.2: BANDEJA GRUPO HIDRÁULICO (MODELO PLEGADO)
- PLANO 1.1.3: SOPORTE CUADRO DE MANDO
- PLANO 1.1.4: COBERTOR CUADRO DE MANDO (DESARROLLO)
- PLANO 1.1.4: COBERTOR CUADRO DE MANDO (MODELO PLEGADO)
- PLANO 1.1.5: TAPA INTERIOR RODAMIENTO - EJE
- PLANO 1.1.6: TAPA EXTERIOR RODAMIENTO - EJE
- PLANO 1.1.7: TAPA COBERTURA RODAMIENTO - EJE (DESARROLLO)
- PLANO 1.1.7: TAPA COBERTURA RODAMIENTO - EJE (MODELO PLEGADO)
- PLANO 1.1.8: CARTELA ANCLAJE INFERIOR DEL CILINDRO
- PLANO 1.2: SUBCONJUNTO PARTE MÓVIL
 - PLANO 1.2.1: CHAPA ABOCADOR (DESARROLLO)
 - PLANO 1.2.1: CHAPA ABOCADOR (MODELO PLEGADO)
 - PLANO 1.2.2: BRAZO DE GIRO
 - PLANO 1.2.3: AGARRE CONTENEDOR
 - PLANO 1.2.4: PESTAÑA DE SEGURIDAD
 - PLANO 1.2.5: CARTELA ANCLAJE SUPERIOR DEL CILINDRO
 - PLANO 1.2.6: BARRA ANTIVUELCO
- PLANO 1.3: SUBCONJUNTO SISTEMA DE PEINE - ANCLAJES
 - PLANO 1.3.1: CARTELA PEINE
 - PLANO 1.3.2: PLETINA ANCLAJE
 - PLANO 1.3.3: PLETINA OBLICUA
- PLANO 1.4: SUBCONJUNTO SISTEMA DE PEINE - CONTRAPESA
 - PLANO 1.4.1: CHAPA DE PRESIÓN (DESARROLLO)
 - PLANO 1.4.1: CHAPA DE PRESIÓN (MODELO PLEGADO)
- PLANO 1.5: ARANDELA – BULÓN SOLDADO ANCLAJES CILINDRO
- PLANO 1.6: ARANDELA – BULÓN SOLDADO - EJE DE GIRO
 - PLANO 1.6.1: EJE DE GIRO
- PLANO 1.7: PLETINA FIJACIÓN AXIAL EJE
- PLANO 1.8: DETALLE ZONA ACOUPLE DE RODAMIENTOS

PLANO 1.9: MONTAJE SUBCONJUNTO BASTIDOR	
PLANO 1.10: MONTAJE SUBCONJUNTO PARTE MÓVIL	
PLANO 1.11: MONTAJE SUBCONJUNTO SISTEMA DE PEINE - ANCLAJES	
PLANO 1.12: MONTAJE SUBCONJUNTO SISTEMA DE CONTRAPESA	
PLANO 1.13: MONTAJE SUBCONJUNTO MARCO PROTECTOR	
PLANO 1.14: MONTAJE ARANDELA - BULÓN SOLDADO ANCLAJES CILINDRO	
PLANO 1.15: MONTAJE ARANDELA - EJE DE GIRO	
3. PLIEGOS	183
3.1- DISPOSICIONES GENERALES.....	184
3.1.1- OBJETO DEL PLIEGO	184
3.1.2- DOCUMENTACIÓN DE PROYECTO.....	184
3.1.3- NORMATIVA APLICABLE.....	185
3.2- CONDICIONES TÉCNICAS.....	185
3.2.1- ESPECIFICACIONES GENERALES	185
3.2.2- ESPECIFICACIONES DE ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS.....	186
3.3- CONDICIONES DE USO, MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD	187
3.3.1. ESPECIFICACIONES DEL FABRICANTE	187
3.3.2. ADVERTENCIAS DE SEGURIDAD Y PELIGRO.....	188
3.3.3. MANTENIMIENTO	189
3.3.5. INSTRUCCIONES DE SEGURIDAD	193
3.3.6. CONDICIONES DE ENTREGA Y GARANTÍA	194
3.3.7. ASISTENCIA TECNICA.....	194
4. PRESUPUESTO	195
4.1- INTRODUCCIÓN.....	196
4.2- MEDICIONES.....	196
4.3- PRECIOS UNITARIOS.....	198
4.4- RESUMEN POR CAPÍTULOS	200
4.5- COSTE MANO DE OBRA.....	203
4.6- TOTAL PRESUPUESTO.....	204
5. ANEXOS	205
5.1- ÍNDICE DE FIGURAS	206
5.2- MARCADO CE	
5.3- FICHA TÉCNICA 1: TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO DE ACERO ST 37	

5.4-	FICHA TÉCNICA 2: PERFIL ANGULAR DE ACERO ST 37	
5.5-	FICHA TÉCNICA 3: MALLA ELECTROSOLDADA DE ACERO ST 37	
5.6-	FICHA TÉCNICA 4: CHAPA INDUSTRIAL LAMINADA EN CALIENTE DE ACERO ST 37	
5.7-	FICHA TÉCNICA 5: RUEDA GAYNER ROTANTE GIRATORIO FRENO MPG4 200 NPL4-FD	
5.8-	FICHA TÉCNICA 6: RUEDA GAYNER ROTANTE FIJO MPF4 200 NPL4	
5.9-	FICHA TÉCNICA 7: RODAMIENTO SOPORTE BRIDA UCF 210 NTN	
5.10-	FICHA TÉCNICA 8: PERFILES REDONDOS CALIBRADOS DE ACERO ST 37	
5.11-	FICHA TÉCNICA 9: TORNILLO HEXAGONAL INOXIDABLE DIN 931	
5.12-	FICHA TÉCNICA 10: ARANDELA PLANA TIPO A DIN 125 INOXIDABLE	
5.13-	FICHA TÉCNICA 11: TUERCA HEXAGONAL INOXIDABLE DIN 934	
5.14-	FICHA TÉCNICA 12: PERFIL REDONDO COMERCIAL DE ACERP ST 37	
5.15-	FICHA TÉCNICA 13: TUBO CALIBRADO DE ACERO ST 37	
5.16-	FICHA TÉCNICA 14: TUBO ESTRUCTURAL RECTANGULAR DE ACERO ST 37	
5.17-	FICHA TÉCNICA 15: PLETINA LAMINADA DE ACERO ST 37	
5.18-	FICHA TÉCNICA 16: ARANDELA DE RETENCIÓN PARA EJES	
5.19-	FICHA TÉCNICA 17: CILINDRO HIDRÁULICO DE DOBLE EFECTO 1002/6 CICROSA	
5.20-	FICHA TÉCNICA 18: IMPRIMACIÓN SINTETICA TKROM	
5.21-	FICHA TÉCNICA 19: ESMALTE SECADO RÁPIDO ANTICORROSIVO TKROM	
6.	BIBLIOGRAFÍA	211
6.1-	BIBLIOGRAFÍA Y WEBGRAFÍA	212

1. MEMORIA



1.1 INTRODUCCIÓN

A lo largo del siglo XX se inicia y desarrolla un fenómeno al que llamamos consumismo, el cual compromete seriamente los recursos naturales y la economía sostenible. Hoy en día la vida útil de los productos se ve disminuida, con lo cual se generan cada vez más residuos, lo que provoca un gran impacto, tanto ecológico como económico.

Esta situación condiciona que aumente en gran medida la contaminación, se fomente que los productos sean de peor calidad y que estos tengan una obsolescencia programada.

Como consecuencia, surge la necesidad de gestionar esos residuos adecuadamente, es decir, confeccionar un sistema que englobe todas las actividades necesarias para hacerse cargo de estos, comenzando por su recogida y su transporte a las instalaciones preparadas, siguiendo por su tratamiento, intermedio o final.

Este tratamiento puede ser, o bien la eliminación del producto, o bien su aprovechamiento, ya sea para reciclarlo o reutilizarlo.

Dada la importancia de la gestión integral de residuos y de la industria del reciclaje, actualmente se habla de un mercado en crecimiento, cada vez más competitivo, en el que las empresas tratan de optimizar sus operaciones y procesos de fabricación, para así dar soluciones industriales que mejoren la calidad en diferentes servicios, así como para agilizar y mecanizar el tratamiento de los residuos.

Focalizando en las empresas que se dedican a la fabricación de maquinaria para la gestión de los residuos, hay que señalar que los ingenieros se emplean a fondo en acondicionar y adecuar los distintos diseños a las nuevas demandas que van surgiendo en el mercado, para así poder diferenciarse de la competencia. Una competencia cada vez más dura, no solo en el aspecto visual de los equipos, cada vez más modernos y sofisticados, sino también en su funcionamiento y tecnología.

Por tanto, será primordial para los departamentos de I+D+I buscar los materiales más económicos que sean capaces de resistir los esfuerzos y las cargas a las que son sometidas las máquinas, así como acelerar los procesos de producción y mejorar el control de calidad, para conseguir un producto con un alto valor añadido.

El trabajo de fin de grado que se expone en estas páginas se ha desarrollado en el marco de un convenio de prácticas en empresa. La empresa elegida fue Corte y Robótica de Metal SL, cuya planta de fabricación se ubica en el polígono Pla de la Vallonga, en la provincia de Alicante. Esta empresa se dedica a fabricación, reparación y venta de equipos para la recogida, compactación, transporte, reciclaje y tratamiento de residuos industriales y urbanos.

Durante mis prácticas, desempeñé tareas relacionadas con el diseño 3D, trabajando con los programas Autodesk Inventor Professional, y Autocad. Realizamos el modelado de distintos tipos de autocompactoras, así como de un volteador de contenedores, con el objetivo de ampliar el catálogo de productos, creando nuevos diseños y modificando algunos ya existentes para cubrir las necesidades de los clientes.

El presente proyecto tiene como objetivo principal el diseño de un volteador de contenedores independiente móvil.

Durante mi estancia en esta empresa, se llevaron a cabo, tanto el diseño 3D en inventor, como las simulaciones y cálculos correspondientes, con el fin de prever el comportamiento mecánico de la máquina.

1.1.1 ESTUDIO DE MERCADO

Actualmente, en el mercado existen multitud de tipos y variantes en lo que se refiere a máquinas elevadoras o volteadoras, según la aplicación buscada. Podemos encontrar este tipo de maquinaria en multitud de sectores, ya sea agrícola, naval, industrial, construcción, etc.

En lo relativo al sector de la gestión de residuos, los volteadores tendrán como objetivo elevar y decantar el residuo de contenedores normalizados según las normativas europeas EN 840-1 y EN 840-2. Estos modelos de contenedor de carga trasera se pueden vaciar mecánicamente por medio de diferentes sistemas de elevación OSCHNER, DIN, AFNOR o VENTRAL dependiendo de su capacidad, la cual oscila desde 120 L a 1100 L, entre otros factores.

La necesidad de adquirir este tipo de producto viene motivada del lado de la seguridad y la eficiencia. La carga y el esfuerzo es realizado por la máquina, evitando la fatiga y el sobreesfuerzo de los trabajadores, así como los posibles daños o accidentes laborales. La descarga se realizará de una sola vez mediante la decantación del residuo, en vez de manualmente por parte del operario, generando así un ahorro de tiempo considerable.

Sondeando el panorama nacional, no se detecta una gran cantidad de empresas especializadas en la producción de volteadores de contenedores. En cualquier caso, podríamos destacar a Palvi y BMA como los principales fabricantes y vendedores de este tipo de maquinaria, siendo ambas compañías referentes en el sector de la gestión de residuos.

El correcto funcionamiento de la máquina requiere de algunos elementos característicos que esta deberá poseer. Deberá estar provista tanto de dispositivos de agarre del contenedor, como de una tolva para guiar el vaciado del residuo.

Principalmente se puede catalogar este tipo de maquinaria en dos tipologías bien diferenciadas. Por un lado, existen volteadores integrados en autocompactadoras o prensas estáticas, los cuales constituyen un único conjunto. Por otro, equipos autónomos o independientes, que, a su vez, pueden ser estáticos o estar dotados de movilidad. Hoy por hoy, la tendencia que siguen la mayoría de las empresas que adquieren este tipo de productos, es la de optar por la vertiente del conjunto integrado.

Sin embargo, existen aplicaciones concretas que requieren de más flexibilidad en el proceso de recogida de residuos, como, por ejemplo, en grandes superficies en las que se disponga de varias autocompactadoras diferentes donde decantar el residuo. En ese caso, se entiende que poseer un dispositivo que posibilite el volteo de los contenedores en diferentes lugares, es más operativo y económico que adquirir los diferentes equipos de compactación o almacenaje de residuo con un equipo de volteo incorporado.

Por tanto, el presente proyecto irá enfocado al diseño de un volteador capaz de funcionar de forma independiente, y dotado de movilidad para trabajar en diferentes áreas de trabajo dentro de una misma superficie. Como hemos mencionado antes, dispondrá de agarres para contenedores grandes, y un sistema de peine o garra para el volteo de contenedores de menores dimensiones, siendo todos estos elementos ajustables para conseguir un equipo más polivalente y eficaz.



1.1.2 PROCESO DE DISEÑO

A modo de esquema se muestran las diferentes fases que sigue el desarrollo de un nuevo producto:

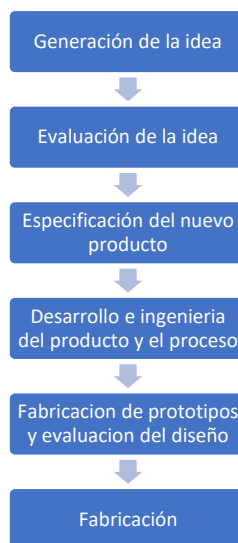


Figura 1. Proceso de diseño y desarrollo de producto

1. GENERACIÓN DE LA IDEA

El análisis del mercado y el estudio del entorno al que se focaliza la empresa, pueden generar nuevas ideas para el desarrollo de nuevos productos, los que buscarán satisfacer la necesidad de un cliente, o bien equipararse a algún competidor.

En este caso en particular, se decidió desarrollar el volteador por varios motivos. Algunas grandes superficies buscaban mayor operatividad en el vertido del residuo a las autocompactoras por parte de los operarios. Al presentarse una oportunidad para equipararse a algunos competidores del sector, la empresa decidió desarrollar varios modelos de volteadores con el fin de ampliar su gama de productos.

2. EVALUACIÓN DE LA IDEA

Llevar a cabo el desarrollo del volteador implicó analizar su viabilidad desde diferentes perspectivas.

Se sondearon los clientes potenciales para verificar que la posibilidad de venta era real, se comprobó que la liquidez de la empresa permitía el desarrollo del nuevo producto y que este se alineaba con los objetivos a medio plazo de la organización.

Por último, se analizaron los medios técnicos que poseía la empresa para llevar a cabo el diseño. La oficina técnica contaba con un equipo de preparados ingenieros, así como del software adecuado.

3. ESPECIFICACIONES DEL NUEVO PRODUCTO

El equipo de ingeniería deberá definir las características básicas de la máquina como punto de partida del diseño. En el capítulo 1.2.2. de especificaciones iniciales, vendrán reflejados los rasgos característicos que debe poseer el volteador.

Se estudiará entonces si la tecnología existente en la planta de producción podrá satisfacer los requerimientos definidos por la oficina técnica.

4. DESARROLLO/INGENIERÍA DEL PRODUCTO Y DEL PROCESO

Una vez se ha aprobado el proyecto, se acometerán las actividades de diseño de detalle y desarrollo del producto. El modelado 3D del volteador se llevará a cabo en Autodesk Inventor, así como las simulaciones CAD de funcionamiento y análisis de tensión.

Así mismo, en colaboración con los jefes de producción de la planta, se desarrollarán los procesos productivos y se planificarán las necesidades de materiales que requiere la fabricación del volteador.

5. EVALUACIÓN DE LOS DISEÑOS

Se procederá entonces a la fabricación de un prototipo que se someterá a las condiciones de funcionamiento real del volteador.

Mediante diferentes test se analizará el comportamiento de la máquina y se intentará localizar deficiencias o posibles mejoras.

El departamento técnico recibirá el feedback de los resultados obtenidos durante la simulación de funcionamiento, para rediseñar el producto, si fuera necesario.

6. FABRICACIÓN DEL PRODUCTO

Si se han superado todas las fases anteriores, se procederá a lanzar la orden de fabricación. El proceso de fabricación se expondrá brevemente en el siguiente capítulo.

1.2 MEMORIA DESCRIPTIVA

1.2.1 REQUERIMIENTOS DEL PROYECTO

En la actualidad, la gran mayoría de grandes superficies no hacen uso de maquinaria que vierta el residuo de los contenedores a los autocompactadores, ya que estas funciones son realizadas por parte de los operarios de manera manual. Por otro lado, los volteadores presentes en el mercado normalmente vienen integrados en un autocompactador o permanecen fijados en su posición de trabajo, tal y como se expuso anteriormente. El hecho de dotar al volteador de movilidad permite que el proceso de vertido de los residuos sea más flexible y rápido.

Además, proveer al volteador de agarres ajustables en altura y un sistema de peine, posibilitará que la máquina trabaje con todo tipo de contenedores comunes en este tipo de instalaciones, ganando así en operatividad.

Por tanto, se establecerán las ideas arriba expuestas de independencia y movilidad, como los requerimientos primordiales en el diseño de esta máquina,

Para satisfacer las necesidades de los clientes, se diseñarán los diferentes elementos que componen la máquina de forma que se adapten perfectamente a la tarea para la que ha sido diseñada, intentando optimizar la morfología de cada pieza, siempre garantizando su correcto funcionamiento y su durabilidad.

Los componentes que conforman el volteador son los siguientes:

- Bastidor.
- 4 ruedas, 2 de ellas fijas y las otras 2 giratorias con freno.
- Parte móvil compuesta principalmente por los brazos, la tolva y el agarre del contenedor. Este último elemento posibilitará el volteo de los contenedores de grandes dimensiones.
- Zona de unión del bastidor y la parte móvil por medio de un eje y un rodamiento en cada lado de la máquina, los cuales irán protegidos por una serie de carcasas.
- Sistema de peine y contrapesa capaz de voltear contenedores de pequeñas dimensiones.

Además, el volteador requerirá de un sistema hidráulico, así como de distintos tipos de suministros industriales.

1.2.2 ESPECIFICACIONES INICIALES

A continuación, se recopilan los puntos de partida que se deberán tener en cuenta previamente al diseño de la máquina:

- La máquina será diseñada para manejar una gran variedad de modelos de contenedores normalizados Oschner o DIN de 1100, 800, 360, 240 y 120 litros, de manera que, tanto el sistema de agarre del contenedor, como el sistema de peine, deben ser adaptables a diferentes alturas, para ser capaces de enganchar tanto los contenedores grandes de 4 ruedas (800 y 1100 litros), como los pequeños de 2 ruedas (120, 240 y 360 litros).
- Se tratará de un dispositivo móvil, por lo que estará dotado de 4 ruedas, 2 fijas y 2 giratorias con freno para facilitar su manejo por parte del operario en el área de trabajo.
- Será diseñado para ser independiente o autónomo.

- Los componentes de la máquina se han diseñado en función de la carga máxima a voltear.
- El agarre del contenedor será regulable en la dirección vertical con el fin de adaptarlo a los contenedores de 800 y 1100 litros.
- Este sistema de agarre deberá tener un mecanismo de seguridad para que los pivotes del contenedor estén asegurados a la hora de voltear la carga.
- La barra antivuelco que sostiene el contenedor en la parte inferior será regulable en la dirección horizontal con el fin de garantizar la correcta posición inicial del contenedor.
- La posición del sistema de peine será regulable verticalmente con el fin de poder enganchar los contenedores de 120, 240 y 360 litros.
- Los elementos tales como tornillería, tubos estructurales, pletinas laminadas, chapas industriales, redondos comerciales y calibrados y casquillos serán suministrados por proveedores externos, y sus características vendrán especificadas en las fichas técnicas incluidas en el ANEXO.
- Los componentes hidráulicos vendrán suministrados y serán instalados por una empresa externa.
- El volteador podrá estar sujeto a pequeñas variaciones en el diseño en función de las preferencias del cliente.
- Las piezas de perfilería de acero que lo requieran se cortarán en la planta según plano de fabricación.
- Las placas de acero que por su geometría requieran de una operación de corte, en función del espesor, acabado y calidad necesaria, serán solicitadas a una empresa externa. Las placas de menor dificultad de manufactura serán cortadas en la planta.
- Las chapas de acero que requieran de operación de plegado según los planos de fabricación se trabajarán en la planta.
- La totalidad del proceso de montaje de la máquina se llevará a cabo en las instalaciones de la fábrica.

1.2.3 OBJETIVOS DEL PROYECTO

Los objetivos principales del presente proyecto serán los siguientes:

- Diseño del volteador
 - Diseño del ensamblaje de la máquina.
 - Diseño de todas las piezas o componentes que conforman el volteador.
 - Selección de piezas normalizadas o suministros industriales necesarios para la fabricación del producto final.
 - Describir el proceso de producción correspondiente a la fabricación de la máquina.

- Cálculos justificativos y simulaciones de comportamiento de la máquina:
 - Cálculo y selección del cilindro hidráulico
 - Análisis de tensión-deformación en las zonas críticas de la máquina.
 - Verificar el correcto dimensionamiento de los principales elementos del volteador.
 - Justificación de que los diferentes elementos de unión de la máquina soportarán las solicitaciones a las que están sometidos.

- Elaboración de todos los documentos necesarios para realización del proyecto:
 - Memoria
 - Planos
 - Pliego de condiciones
 - Presupuesto
 - Anexos

1.2.4 NORMATIVA APLICABLE

El diseño del volteador, tanto en lo que se refiere a los cálculos estructurales de los distintos elementos, como a la instalación hidráulica y eléctrica y a los dispositivos de seguridad, cumple las especificaciones de las distintas normas UNE en las que se basa el diseño y construcción de este tipo de máquinas, así como en la normativa de seguridad de máquinas con las especificaciones de la directiva de máquinas 2006/42/CE.

La directiva de máquinas 2006/42/CE reflejará los requisitos esenciales de seguridad y de salud relativos al diseño y la fabricación de la máquina.

Los principios generales que deberá tener presente el fabricante serán:

- Verificar que el diseño de la máquina cumple con los requisitos expuestos en la normativa.
- Determinar el uso previsto y el mal uso previsible razonable.
- Identificar los peligros o situaciones peligrosas que puede entrañar la máquina
- Estimar los riesgos, teniendo en cuenta la gravedad y la probabilidad de ocurrencia.
- Establecer medidas preventivas con el fin de prevenir los riesgos durante el uso.

Por tanto, con el fin de establecer los protocolos de actuación y las medidas preventivas a adoptar por el trabajador, se atenderá a las siguientes normativas:

- UNE-EN ISO 12100: 2012 Seguridad de las máquinas. Principios generales para el diseño. Evaluación del riesgo y reducción del riesgo. (ISO 12100:2010).
- UNE-EN 60204-1:2007 Seguridad de las máquinas. Equipo eléctrico de las máquinas. Parte 1: Requisitos generales. (IEC 60204-1:2005, modificada).
- UNE-EN ISO 13849-1: 2016 Seguridad de las máquinas. Partes del sistema de mando relativas a la seguridad. Parte 1: Principios generales para el diseño. (ISO 13849-1:2015).

En lo que respecta al diseño del volteador, se seguirán los criterios establecidos en las siguientes normas:

- UNE-EN 840-1:2013 Contenedores móviles para residuos y reciclaje. Parte 1: Contenedores de 2 ruedas con capacidad hasta 400 l para dispositivos de elevación tipo peine. Dimensiones y diseño.
- UNE-EN 840-2:2013 Contenedores móviles para residuos y reciclaje. Parte 2: Contenedores de 4 ruedas con capacidad hasta 1 300 l con tapa(s) plana(s) para dispositivos de elevación tipo muñón y/o peine. Dimensiones y diseño.
- UNE-EN 1501-2:2006+A1:2010 Vehículos para la recogida de residuos y sus dispositivos de elevación asociados. Requisitos generales y requisitos

de seguridad. Parte 2: Vehículos para la recogida de residuos de carga lateral.

- UNE-EN 1501-3:2008 Vehículos para la recogida de residuos y sus dispositivos de elevación asociados. Requisitos generales y requisitos de seguridad. Parte 3: Vehículos para la recogida de residuos de carga frontal.

1.2.5 DESCRIPCIÓN GENERAL VOLTEADOR

El Volteador podemos estructurarlo principalmente en los siguientes subconjuntos:

- Bastidor
- Zona de acople de rodamientos
- Parte móvil
- Sistema de peine
- Anclajes y soportes del sistema hidráulico

A continuación, en la ilustración 2 se podrán observar las diferentes partes de la máquina se pueden observar en las siguientes ilustraciones:

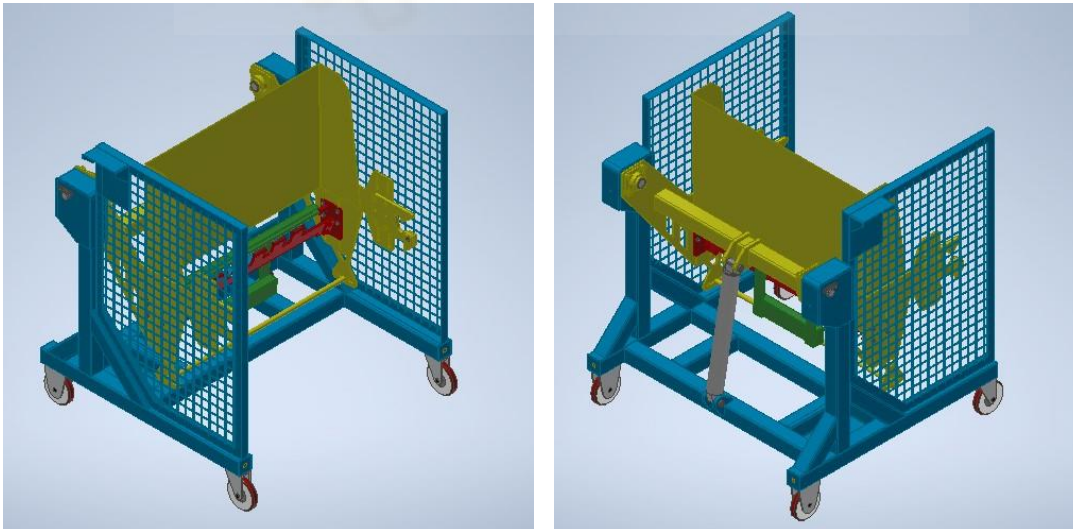


Figura 2. Conjunto del volteador

Más adelante se desarrollará brevemente el sistema hidráulico del volteador, adentrándonos más profundamente en la descripción del cilindro hidráulico, aportando

los cálculos justificativos y criterios que se han seguido para su óptima selección. En el presente apartado, se reflejarán únicamente las piezas encargadas del anclaje del cilindro a la máquina, y los soportes para la minicentral hidráulica y el cuadro de mando.

En las imágenes anteriores se puede apreciar que los diferentes subconjuntos se han presentado con diferentes tonalidades de color para que sea más sencilla su identificación, independientemente de que el producto final posea un RAL común prácticamente en toda la máquina.

Por el mismo motivo, a lo largo de la descripción de los diferentes elementos de la máquina dentro de cada subconjunto, también aparecerán en diferentes tonalidades de color. También, para facilitar la visualización de algunos elementos, se irán desactivando algunas piezas del ensamblaje 3D de Inventor en caso de que sea necesario.

1.2.7.1. BASTIDOR

El bastidor tiene la función de ser la estructura básica de la máquina y sobre la cual se asentarán el resto de los componentes. Aporta gran rigidez y soporta las solicitaciones generadas por avance del cilindro hidráulico y el peso del contenedor a elevar con solvencia, tal y como veremos en el capítulo dedicado a los cálculos justificativos.



Está conformado por un conjunto de perfiles estructurales de acero, dos marcos protectores como medida de seguridad para el operario y 4 ruedas que hacen contacto con el suelo, y dotan a la máquina de movilidad. También contarán con tapas y otra serie de piezas.

Figura 3. Subconjunto Bastidor

Todos los perfiles estructurales del bastidor son tubos de acero cuadrados normalizados de 100x100x5, y todos ellos son suministrados por una empresa externa en unidades con una longitud de 6000 mm. Una vez en la planta estos perfiles estructurales son manufacturados según los planos de fabricación para obtener las dimensiones deseadas.

En la parte superior de los perfiles estructurales verticales, se alojarán los rodamientos y los ejes que hacen posible el giro de la parte móvil. Este par rodamiento-eje será el punto de unión entre la parte móvil y el bastidor.

Sobre los perfiles estructurales inferiores laterales, y a lo largo de los refuerzos y los perfiles estructurales verticales, soldaremos los marcos protectores que tendrán la función de aislar la zona de peligro del operario durante el ciclo de volteo.

COMPONENTES:

PERFIL ESTRUCTURAL INFERIOR LATERAL

Referencia normalizada: Ficha técnica 1

Dimensiones: 1490 100x100x5 mm



Son los perfiles estructurales que van situados en la parte inferior longitudinalmente y sobre los que se asentarán el resto de estructurales del bastidor.

Definirán el largo y anchos característicos de la máquina.

Figura 4. Perfiles estructurales cuadrados inferiores laterales

PERFIL ESTRUCTURAL VERTICAL

Referencia normalizada: Ficha técnica 1

Dimensiones: 1163,5 100x100x5 mm



Nos referimos a los perfiles estructurales que irán colocados verticalmente y harán la función de pilares del bastidor.

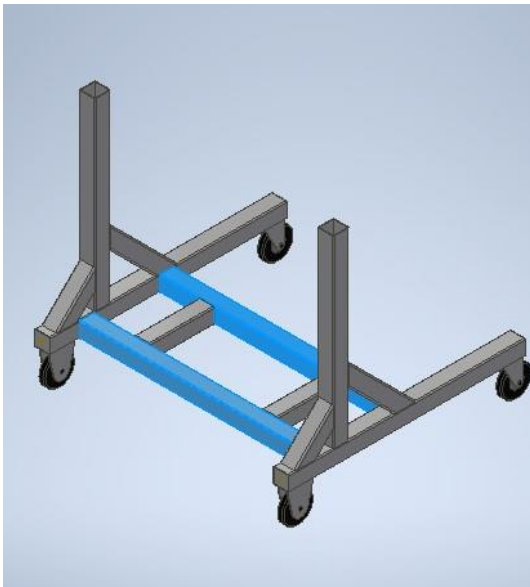
En su parte superior irán soldadas las tapas protectoras del conjunto eje de giro – rodamiento UCF.

Figura 5. Perfiles estructurales cuadrados verticales

PERFIL ESTRUCTURAL HORIZONTAL INFERIOR

Referencia normalizada: Ficha técnica 1

Dimensiones: 1404 100X100X5 mm



Con el fin de mantener unidos los dos lados de la máquina se soldarán unos perfiles estructurales transversales a los inferiores laterales.

Estos perfiles estructurales constituirán la base sobre la que se asentará el grupo hidráulico.

Figura 6. Perfiles estructurales cuadrados horizontales inferiores

PERFIL ESTRUCTURAL TRANSVERSAL

Referencia normalizada: Ficha técnica 1

Dimensiones: 404 100x100x5 mm



Estos componentes actuarán de refuerzo de los perfiles estructurales inferiores para aportar robustez y rigidez a la estructura.

A uno de estos perfiles irá soldada la bandeja para alojar la minicentral hidráulica.

Figura 7. Perfiles estructurales cuadrados transversales

PERFIL ESTRUCTURAL REFUERZO ANTERIOR 45° - 45°

Referencia normalizada: Ficha técnica 1

Dimensiones: 600 100x100x5 mm



Estos perfiles estructurales actuarán como refuerzos de los pilares de la estructura

Tendrán gran importancia ya que ayudarán a soportar las solicitaciones absorbidas por el bastidor generadas

Figura 8. Perfiles estructurales cuadrados refuerzo anterior

PERFIL ESTRUCTURAL REFUERZO POSTERIOR 45° - 45°

Referencia normalizada: Ficha técnica 1

Dimensiones: 340 100x100x5 mm



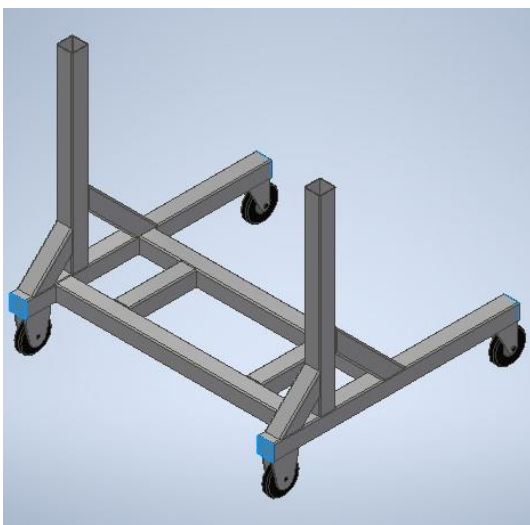
Al igual que los refuerzos anteriores, tendrán la misma función, pero se situarán en el lado opuesto de cada pilar.

Figura 9. Perfiles estructurales cuadrados refuerzo posterior

TAPA HUECO

Referencia normalizada: Ficha técnica 4

Dimensiones: 95x95x3 mm



Se trata de tapas que se utilizan para cerrar huecos que dejan los tubos estructurales.

Estos retales de chapa de 4 mm de espesor se cortarán en la planta y no requerirán de grandes prestaciones, ya su función será de menor importancia.

Figura 10. Tapas hueco bastidor

RUEDA ROTANTE FIJO

Referencia normalizada: Ficha técnica 6

Dimensiones: Diámetro 200 mm – Altura 240 mm



Dichas ruedas de nylon se fijarán a los perfiles estructurales inferiores laterales. Este par de ruedas se ubicarán en la parte posterior, es decir, en la zona donde irá dispuesto el grupo hidráulico.

Figura 11. Rueda rotante fijo

RUEDA ROTANTE GIRATORIO CON FRENO

Referencia normalizada: Ficha técnica 5

Dimensiones: Diámetro 200 mm – Altura 240 mm



Se diferencian de las anteriores en que serán giratorias. Este par de ruedas se ubicarán en la parte anterior, donde se introduce el contenedor en su posición de trabajo.

Figura 12. Rueda rotante giratorio con freno

- SUBCONJUNTO MARCO PROTECTOR

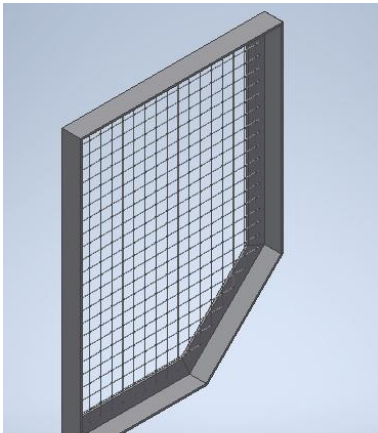


Figura 13. Subconjunto marco protector

Este conjunto tendrá la función aislar la máquina del operario y reducir el peligro de accidente durante el ciclo. Estará constituido por una serie de perfiles estructurales en ángulo, que serán cortados en la fábrica a las medidas descritas y posteriormente soldados entre sí, y por una rejilla de una medida adecuada, que irá soldada a la base formada por los ángulos.

Dado que la máquina es simétrica, la malla estructural será la misma a ambos lados. En cambio, los ángulos que componen el perímetro del marco de cada lado del volteador se fabricarán de forma diferente, debido a los ingletes a realizar en cada elemento. Por tanto, a pesar de tratarse de piezas simétricas, serán piezas diferentes con codificaciones distintas.

En cualquier caso, dado que el montaje de ambos es equivalente, se mostrará únicamente uno de los dos marcos existentes en la máquina:

PERFIL ÁNGULO ESTRUCTURAL SUPERIOR 45°\45°/

Referencia normalizada: Ficha técnica 2

Dimensiones: 1098 50x50x5 mm

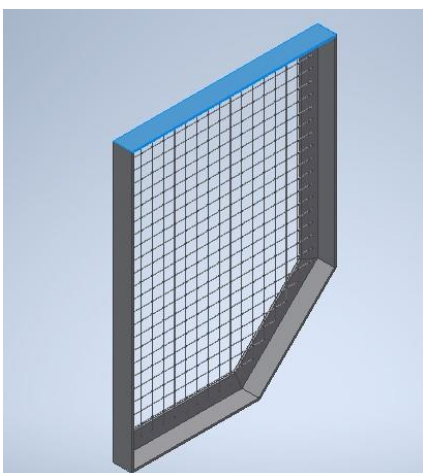


Figura 14. Perfil estructural ángulo estructural superior

PERFIL ÁNGULO ESTRUCTURAL ANTERIOR 45\45°/

Referencia normalizada: Ficha técnica 2

Dimensiones: 1500 50x50x5 mm

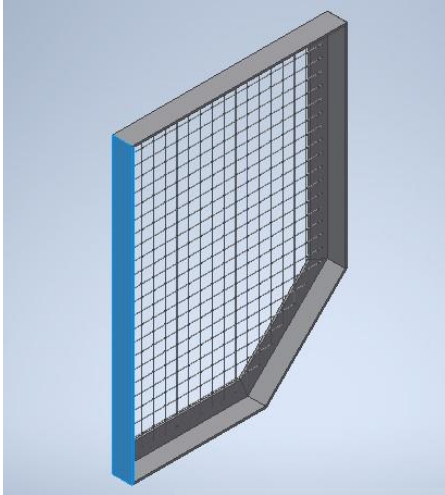


Figura 15. Perfil estructura ángulo anterior

PERFIL ÁNGULO ESTRUCTURAL INFERIOR 45\45°/

Referencia normalizada: Ficha técnica 2

Dimensiones: 688 50x50x10 mm

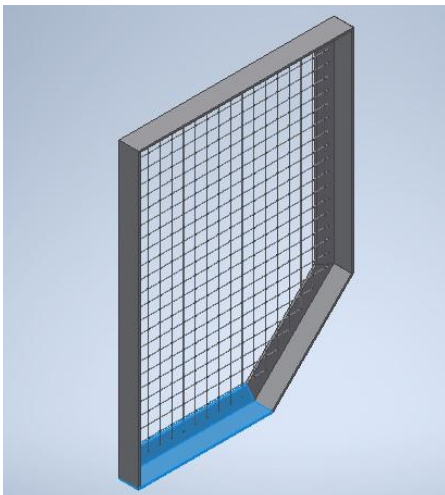


Figura 16. Perfil estructura ángulo inferior

PERFIL ÁNGULO ESTRUCTURAL OBLICUO 67,5°\67,5°/

Referencia normalizada: Ficha técnica 2

Dimensiones: 583 50x50x5 mm

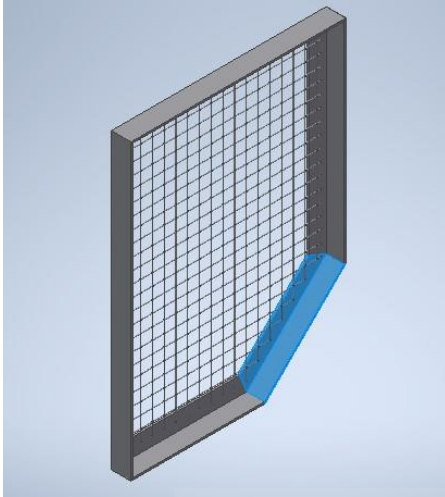


Figura 17. Perfil estructural ángulo oblicuo

PERFIL ÁNGULO ESTRUCTURAL POSTERIOR 67.5°\ 45°/

Referencia normalizada: Ficha técnica 2

Dimensiones: 1087 50x50x5 mm

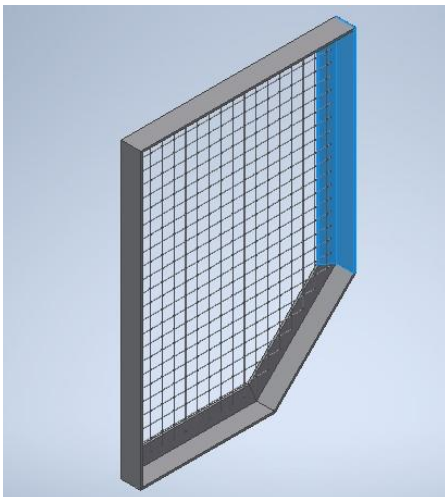


Figura 18. Perfil estructural ángulo posterior

MALLA ESTRUCTURAL

Referencia normalizada: Ficha técnica 3

Dimensiones: 1140x1038 - Diámetro varilla 5 mm

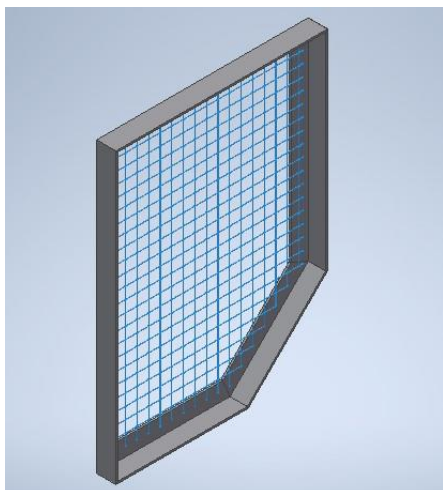


Figura 19. Malla estructural

1.2.7.2. ZONA DE ACOPLERODAMIENTOS – EJES DE GIRO

Esta área de la máquina está compuesta por los dos pares de eje de giro-rodamiento (uno correspondiente a cada lado de la máquina), y las tapas que realizan la función de cobertura para la protección de la transmisión.

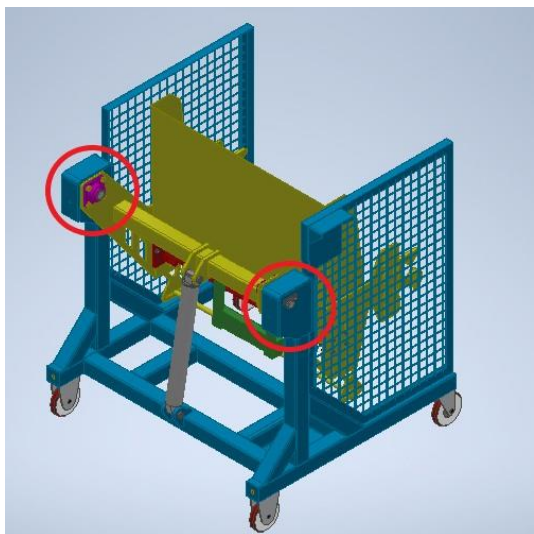


Figura 20. Zonas de acople rodamientos - ejes de giro

Se trata de una zona de vital importancia ya que, los componentes implicados posibilitarán el giro de la parte móvil, y, por tanto, el ciclo de volteo.

Los ejes de la máquina deberán encontrarse correctamente aislados, de forma que se evite la introducción de suciedad o polvo en el mecanismo de giro. Para ello se recubrirá la zona con tapas soldadas entre sí.

La máquina será diseñada para que el eje se encuentre fijo, de modo que, sean los brazos del volteador los que giren sobre los ejes mediante la acción de los rodamientos.

Los rodamientos irán unidos a los brazos y, por tanto, ambos girarán de manera solidaria sobre los ejes. A pesar de ello, expondremos los rodamientos en este subconjunto de la máquina, ya que trabajan juntamente con los ejes de giro.

A continuación, se muestran diferentes perspectivas de la zona de acople de rodamientos:

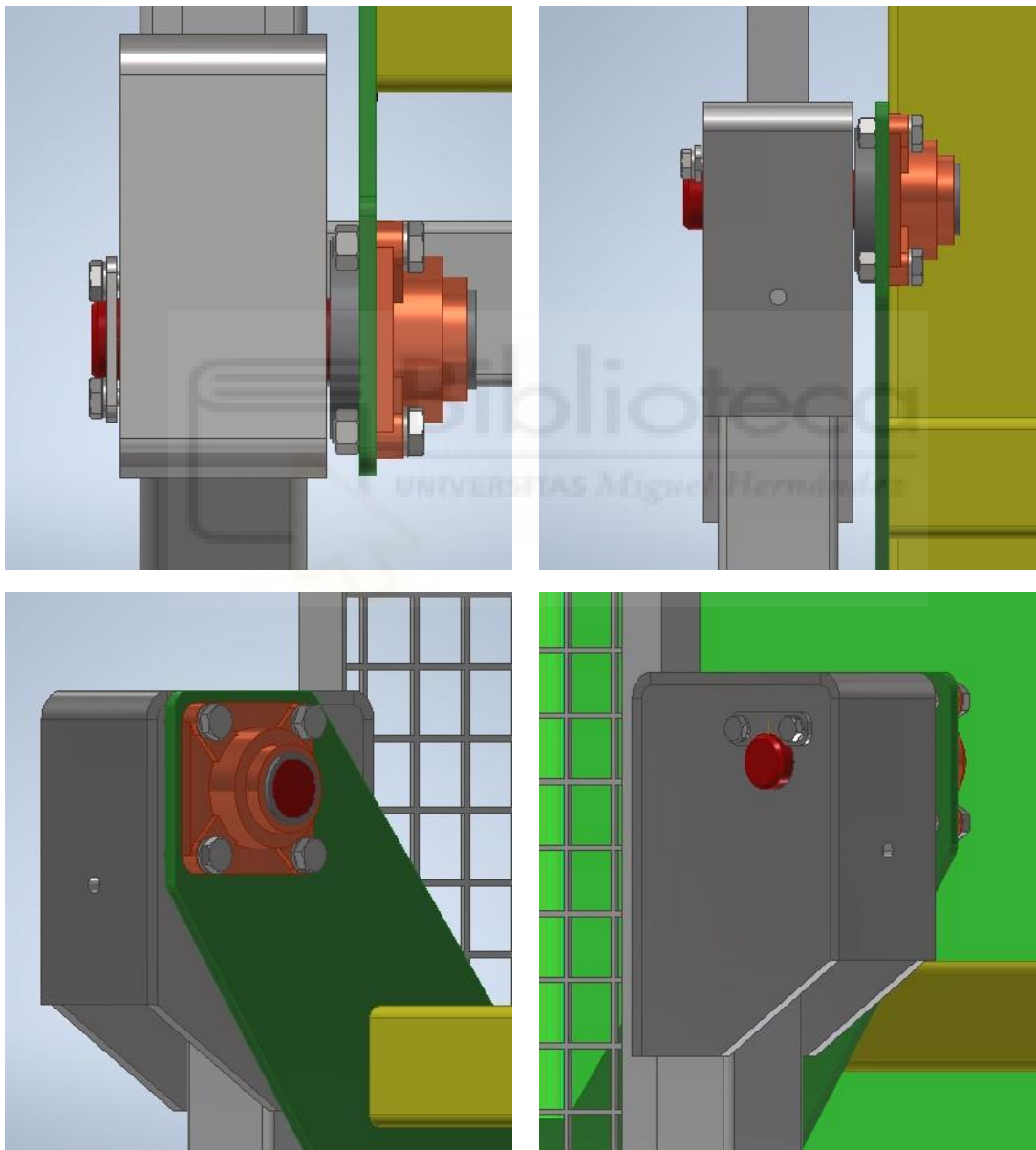


Figura 21. Diferentes perspectivas de la zona de acople del rodamiento con el eje de giro

COMPONENTES:

RODAMIENTO UCF 210 EJE DE GIRO

Referencia normalizada: Ficha técnica 7



Como hemos avanzado antes, ambos lados de la máquina poseerán un rodamiento que permitirá el giro de la parte móvil. Se trata de rodamientos tipo soporte brida. Estos elementos están diseñados para ir unidos por medio de tornillería al brazo de giro, y se adaptan adecuadamente a la geometría de este. El diámetro de la abertura del soporte será el mismo que el correspondiente al eje de giro, de 50 mm.

Figura 22. Rodamiento UCF 210

En el capítulo 1.3.4 se describirán las características técnicas del rodamiento UCF y se expondrán los criterios de selección de este, así como los cálculos justificativos.

TAPA INTERIOR RODAMIENTO-EJE

Codificación de plano: 1.1.5

Dimensiones: 338x243x12 mm

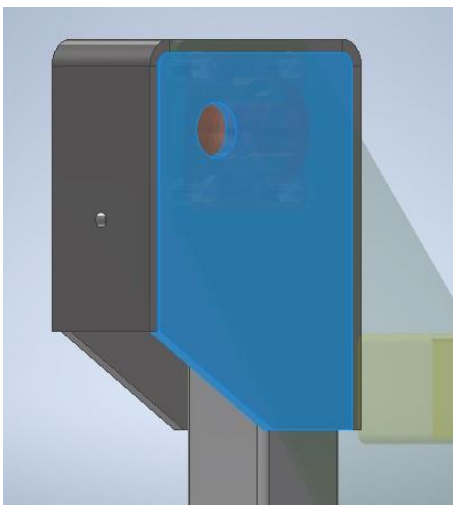


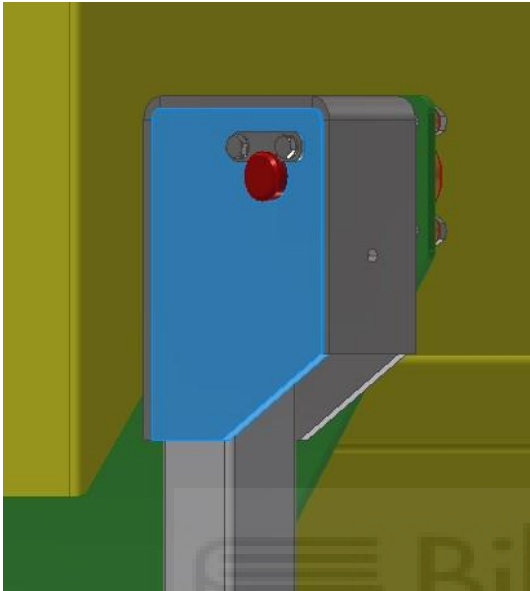
Figura 23. Tapa interior rodamiento - eje

Se trata de una chapa de acero de 12 mm de espesor con un orificio de 50,3 mm por el que se introducirá el eje que hará volutar la parte móvil de la máquina. Al agujero se le dará una holgura de 0,5 mm, para que el ajuste sea adecuado. Su función principal será la de aislar, junto a las otras dos tapas, el eje de giro del exterior. Se situará en la parte interna de la máquina e irá soldada al estructural vertical y a la tapa superior.

TAPA EXTERIOR RODAMIENTO-EJE

Codificación de plano: 1.1.6

Dimensiones: 338x243x12 mm



Esta chapa posee las mismas dimensiones que la anterior, con la diferencia de que tiene dos orificios para atornillar una pletina. Como hemos expuesto antes, al agujero por el que pasara el bulón se le dan 0,5 mm de holgura para evitar interferencias. De igual manera que la tapa interior, la función de conformar el conjunto de chapas que cubren el bulón. Se situará en la parte externa de la máquina e irá soldada al estructural vertical y a la tapa superior.

Figura 24. Tapa exterior rodamiento -eje

TAPA DE COBERTURA RODAMIENTO-EJE

Codificación de plano: 1.1.7 - Plano de desarrollo de chapa y plano de chapa plegada.

Dimensiones: 831x124x12 mm

Se trata de una chapa de acero de 12 mm de espesor con dos plegados realizados en la planta. Su función será la de cubrir superiormente el eje de giro y formar un compartimento cerrado junto con las otras dos tapas. Será también cortada con láser y soldada a las otras dos tapas y al estructural vertical.

Por otro lado, la función del agujero de la parte frontal será soldar un tope para mejor sujeción de la máquina. No se incluye en el proyecto dicho elemento porque su colocación estará sujeta, a la aplicación para la cual haya sido adquirido el volteador y a las necesidades del cliente.

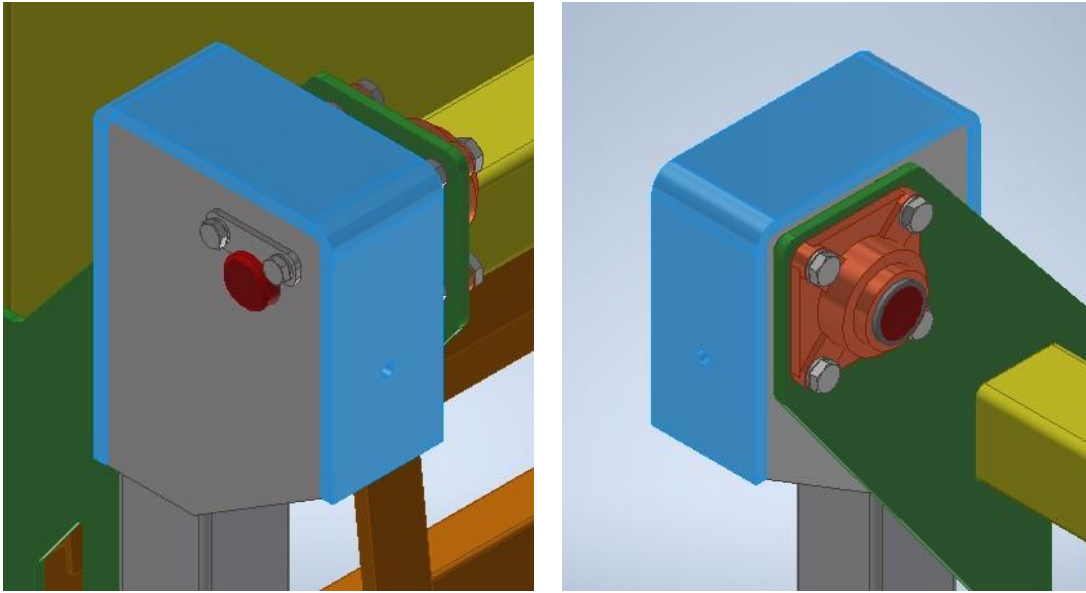


Figura 25. Tapa cobertura rodamiento - eje

EJE DE GIRO

Codificación de plano: 1.6.1

Dimensiones: 230,6x50 mm

Este redondo calibrado de 50 mm de diámetro por 230,6 mm de largo será de vital importancia, sobre él girarán los brazos y, por tanto, toda la parte móvil gracias a la acción de los rodamientos, posibilitando así el ciclo de volteo.

En cuanto a su diseño diremos que posee una ranura a 9 mm del extremo exterior para insertar en ella una pletina y de esa forma restringir el giro del eje, el cual deberá permanecer fijo. También cuenta con un chaflán de 4 mm a 45° en ese mismo extremo. De esta forma, se facilita el montaje del eje, eliminando posibles rebabas resultantes de un corte previo, reduciendo así el riesgo de corte al manipular la pieza.

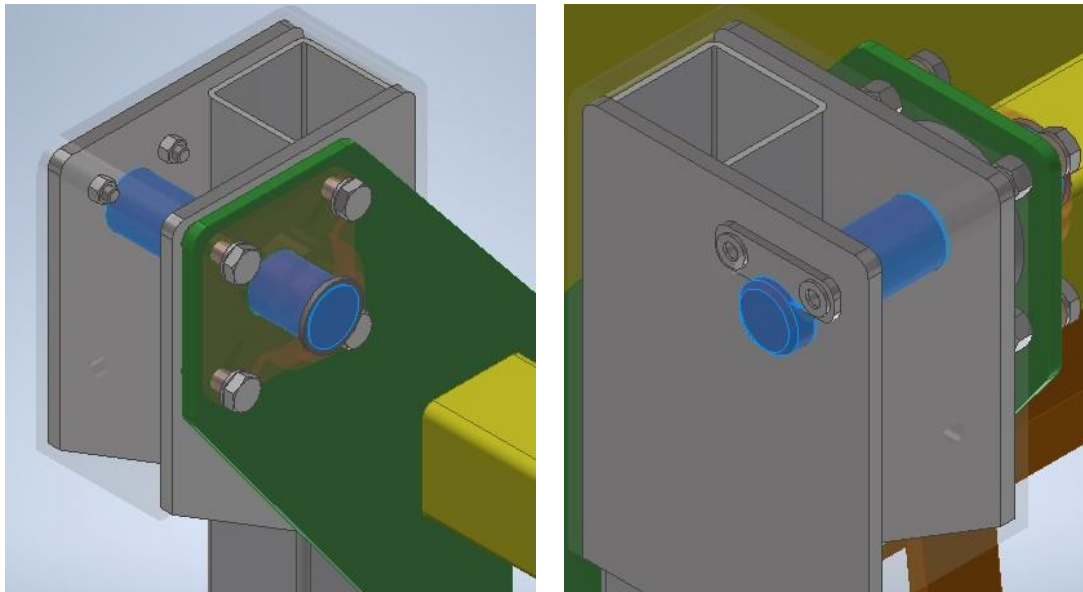


Figura 26. Eje de giro introducido en los agujeros de las tabas exterior e interior.

Esta pieza será procesada en la planta, tanto el corte, como el posterior ranurado y achaflanado.

Dado que se considera uno de los puntos críticos de la máquina, en el apartado 1.3.3 se han desarrollado los cálculos justificativos relativos a este elemento.

ARANDELA TOPE EJE DE GIRO

Dimensiones: Diámetro exterior 60 mm - Diámetro interior 51 mm - espesor 5 mm

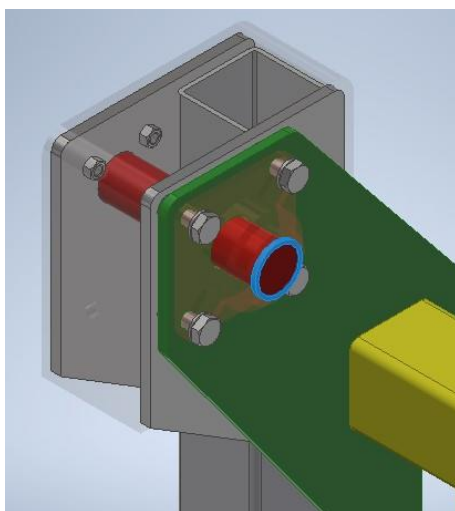


Figura 27. Arandela tope eje de giro

Esta arandela irá soldada al extremo interior del eje de giro y su función principal será la de hacer tope, funcionando de igual manera a como lo hace un perno.

ARANDELA COBERTURA EJE DE GIRO

Dimensiones: Diámetro exterior 120 mm - Diámetro interior 50 mm - espesor 18 mm

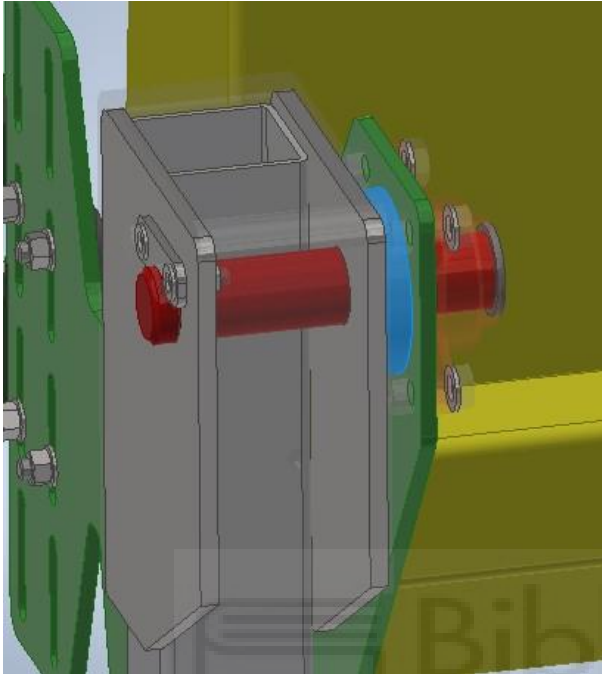


Figura 28. Localización de la arandela de cobertura del eje

La función de esta arandela es la de aislar el bulón del exterior. Va soldado a la parte externa del brazo de giro y en consecuencia está situada entre el mismo y la tapa interior.

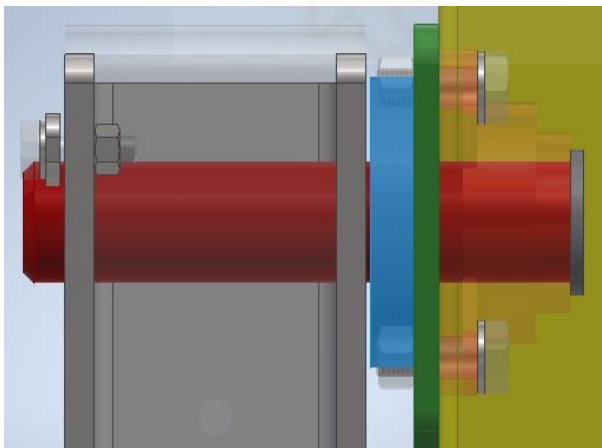


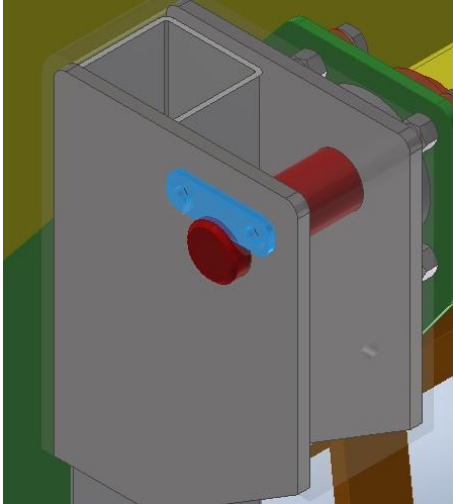
Figura 29. Sección de la zona de acople del eje de giro

Para facilitar el montaje y mantenimiento, se dejará una holgura de 2 mm entre la tapa interior y la arandela de cobertura, tal y como se puede apreciar en la imagen.

PLETINA FIJADORA DEL EJE DE GIRO

Codificación de plano: 1.7

Dimensiones: 100x30x6 mm



La funcionalidad de esta pletina será la fijación axial del eje de giro. De esta forma será posible el volteo del brazo gracias a la acción del rodamiento, manteniéndose estacionario el eje.

Tiene un espesor de 6 mm y está diseñada para introducirse en la ranura del bulón y de esa forma cumplir su propósito. Ira fijada a la tapa por medio de dos tornillos.

Se prevé disponer de 2 mm de holgura con respecto a la tapa exterior, y de esta forma facilitar el montaje.

Figura 30. Pletina para fijación axial del eje de giro

- ELEMENTOS DE FIJACIÓN

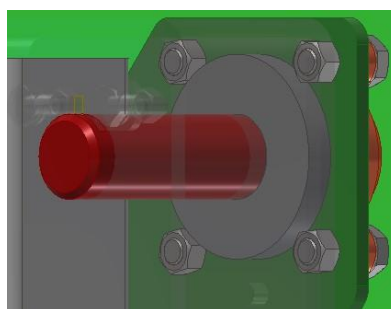
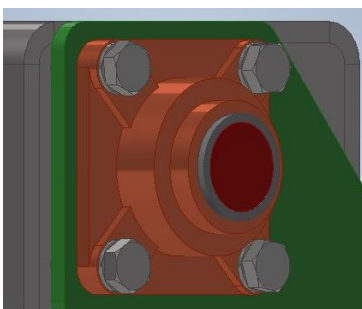
FIJACIÓN DEL RODAMIENTO AL BRAZO DE GIRO

Referencias normalizadas: Fichas técnicas 9, 10 y 11

DIN 931 M16X45

DIN 125 M16

DIN 934 M16



Para la fijación de cada rodamiento se dispondrá de cuatro tornillos, cuatro arandelas y cuatro tuercas.

Figura 31. Elementos fijadores del rodamiento al brazo de giro

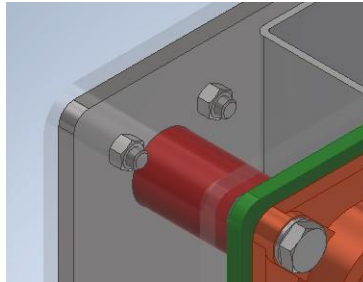
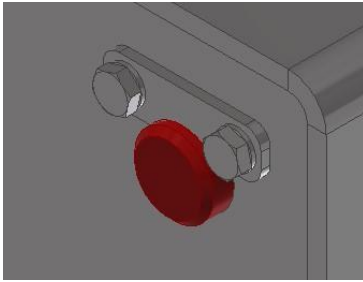
FIJACIÓN PLETINA

Referencias normalizadas: Fichas técnicas 9, 10 y 11

DIN 931 M12X40

DIN 125 M12

DIN 934 M12



Para la fijación de cada pletina se dispondrá de dos tornillos, dos arandelas y dos tuercas.

Figura 32. Elementos fijadores de la pletina de fijación axial

Las tuercas irán soldadas a la tapa exterior por su parte interna. Se designan con la siguiente nomenclatura:

1.2.7.3. PARTE MOVIL

Esta parte de la máquina es la encargada de, mediante la fuerza de empuje generada por el cilindro hidráulico, voltear el contenedor y permitir la decantación del residuo.

Según hemos expuesto en el anterior epígrafe, el giro transmitido por el par eje-rodamiento hará girar los brazos de la parte móvil, los cuales son el componente principal de esta estructura y sobre los cuales se ensamblarán el resto de los componentes.

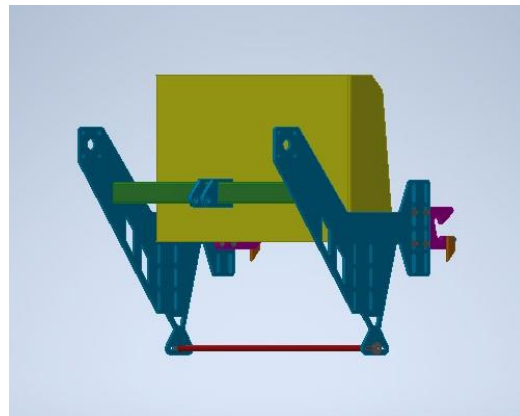
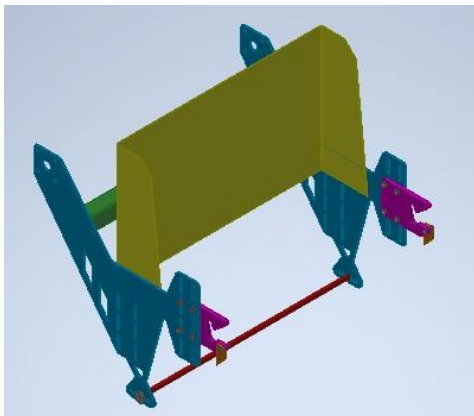


Figura 33. Subconjunto parte móvil

COMPONENTES:

ABOCADOR

Codificación de plano: 1.2.1 - Plano de desarrollo de chapa y plano de chapa plegada.

Dimensiones: 1904X800X4 mm

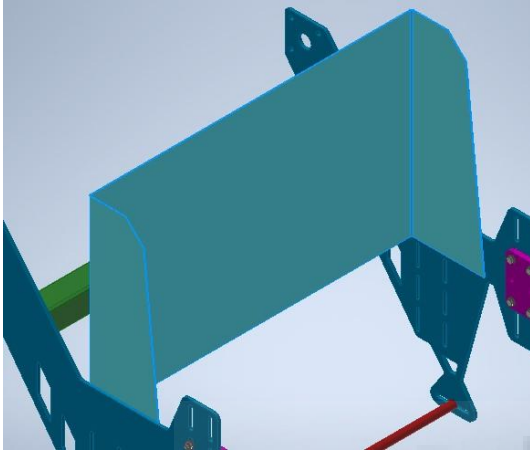


Figura 34. Abocador identificado en el subconjunto parte móvil

La tolva será un elemento sustancial de la máquina. Se trata de una chapa de 4 mm de espesor, la cual se cortará y posteriormente se plegará en planta

La función de este elemento será decantar el residuo en el contenedor, autocompactor o lugar correspondiente.

Como podemos observar, la altura a la que se encuentra la parte superior de esta pieza definirá el alto característico del volteador.

El diseño de este elemento va encaminado de forma muy similar a otros tipos de tolva utilizadas en maquinaria para la gestión de residuos.

La chapa abocador se ensamblará soldada a ambos brazos.

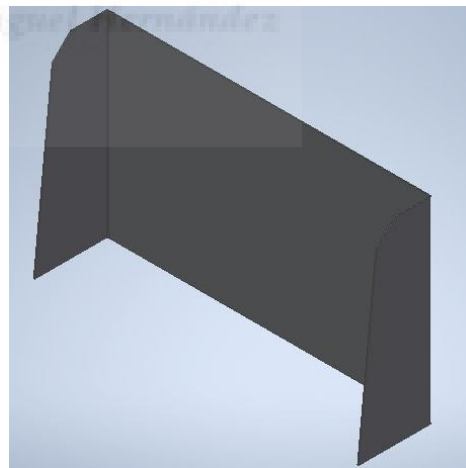


Figura 35. Placa abocador

BRAZO DE GIRO

Codificación de plano: 1.2.2

Dimensiones: 1090x1056x10 mm

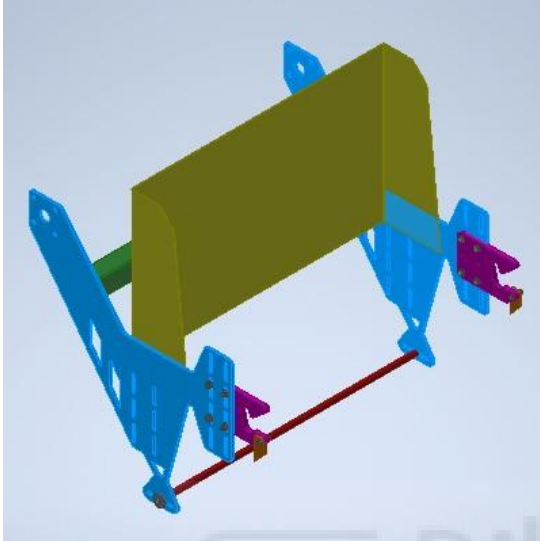


Figura 36. Brazos de giro identificados en el subconjunto de la parte móvil.

Los brazos de giro serán piezas fundamentales para el funcionamiento del volteador. Sobre ellos irán unidas todas las demás piezas de la parte móvil, bien atornilladas, o bien por medio de soldadura.

Las chapas que constituyen los brazos serán de 10 mm de espesor, y como podemos observar están marcadas por la presencia de una serie de aperturas, las cuales tendrán diferentes cometidos. Por un lado, se observan las aberturas que tendrán una función de ajuste en altura para diferentes elementos que irán unidos al brazo de giro, las cuales se denominarán correderas. Una de las correderas permitirá regular la altura del sistema de peine. Otra de ellas será la encargada de regular la altura del agarre del contenedor. La última estará situada en la zona inferior de la chapa y tendrá la función de hacer de guía de la barra retenedora, la cual expondremos más adelante.

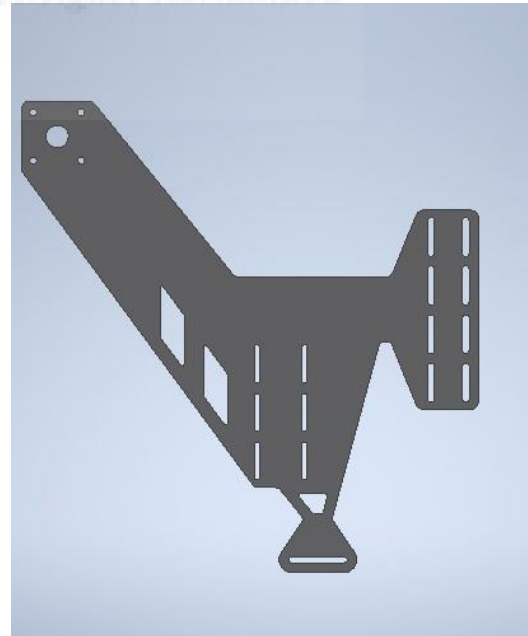


Figura 37. Placa brazo de giro.

Anotar que el resto de las aperturas que existen en la placa tienen como objeto aliviar peso a la misma.

AGARRE CONTENDOR

Codificación de plano: 1.2.3

Dimensiones: 302x200x20 mm

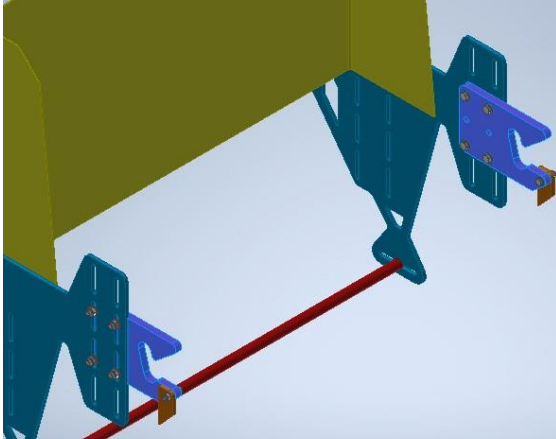


Figura 38. Agarres identificados en el subconjunto de la parte móvil

Otro elemento importante de la máquina será el agarre del contenedor, ya que es la pieza encargada de agarrar los pivotes del contenedor en el momento inicial del ciclo de volteo. Esta pieza será diseñada específicamente para elevar contenedores de 1100 y 800 L.

En cuanto a su diseño, se trata de una chapa de acero de 20 mm de espesor que posee seis agujeros, los cuales servirán para fijarlo al brazo de giro. Tal y como mencionamos anteriormente, los brazos de giro estarán dotados de correderas, las cuales permitirán ajustar a la altura adecuada los agarres según la capacidad del contenedor con el que vayamos a trabajar.

Con relación a la geometría, reseñar la abertura cóncava donde se alojarán los pivotes del contenedor. El diseño de esta pieza está pensado para que la deslizadera permita que los pivotes del contenedor se desplacen a lo largo de la misma desde su posición inicial hasta su posición de decantación.



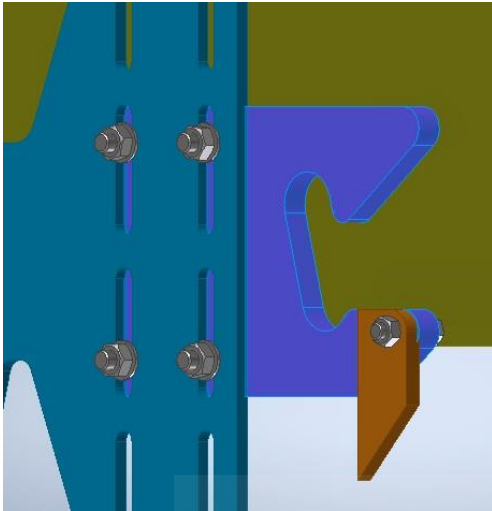
Figura 39. Placa agarre del contenedor

Posee también un agujero para fijar la pestaña de seguridad.

PESTAÑA DE SEGURIDAD

Codificación de plano: 1.2.4

Dimensiones: 117x47x12 mm



Esta chapa de 12 mm de espesor tiene la función principal de impedir que los pivotes del contenedor se salgan de la deslizadera del agarre durante el ciclo de volteo.

Actuarán concretamente cuando el cilindro efectúe el retorno desde su punto de máxima amplitud. Por tanto, una vez el volteador haya decantado la totalidad del residuo y el cilindro comience su retorno, dichas pestañas se apoyarán sobre los pivotes acompañándolos y asegurándolos hasta la posición inicial.

Figura 40. Pestaña de seguridad

PERFIL ESTRUCTURAL TRAVESAÑO

Referencia normalizada: Ficha técnica 1

Dimensiones: 1320 100x100x5 mm

El travesaño tendrá la finalidad de unir ambos brazos por medio de soldadura, dar estabilidad a la parte móvil y dotar de robustez a la estructura.



Este tubo estructural cuadrado de 100x100x5 será una pieza de gran responsabilidad ya que sobre él se situarán los anclajes superiores del cilindro hidráulico, y dado que el movimiento de avance será de forma ascendente, deberá ser capaz de soportar las sollicitaciones generadas por el avance del pistón.

Figura 41. Travesaño identificado en el subconjunto parte móvil

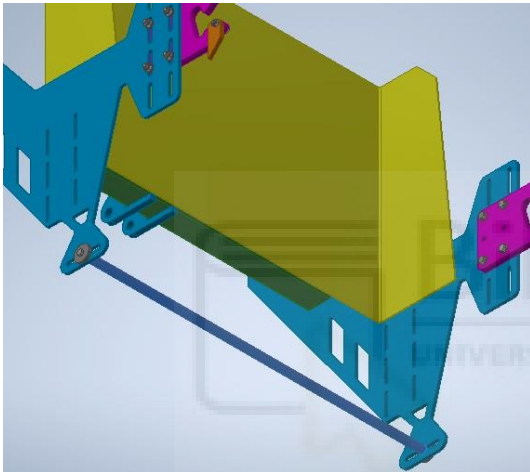
Más adelante, en el capítulo 1.3.9, se estudiarán las solicitaciones que actúan en la zona de unión de los anclajes con el travesaño mediante un análisis por elementos finitos.

BARRA ANTIVUELCO

Codificación de plano: 1.2.6

Dimensiones: 30x1230 mm

Este redondo comercial de 30 mm de diámetro tiene 1230 mm de longitud. Esta longitud coincide con la separación de los brazos de giro y por tanto hará tope con ellos; dando de esta forma estabilidad al subconjunto, de igual manera que el travesaño.



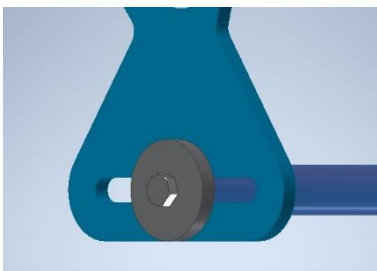
Su función principal, sin embargo, es sostener el contenedor por su parte inferior durante el volteo, para evitar que este vuelque en las posiciones más elevadas del ciclo. La máquina está diseñada para situar esta barra 2 mm retranqueada con respecto al centro de la corredera, con la posibilidad de variar su posición horizontalmente.

Figura 42. Barra antivuelco identificada en el subconjunto parte móvil

Al considerarse uno de los puntos de estudio de la máquina, se ha realizado un análisis de cargas con el fin de garantizar que el contenedor no volcará durante la consecución del ciclo.

ARANDELA FIJACIÓN BARRA ANTIVUELCO

Dimensiones: Diámetro exterior 60 mm - Diámetro interior 15 mm - espesor 10 mm



Esta arandela de 10 mm de espesor, junto con el tornillo con el que trabaja, tendrá la función de mantener fijada la barra antivuelco al brazo de giro

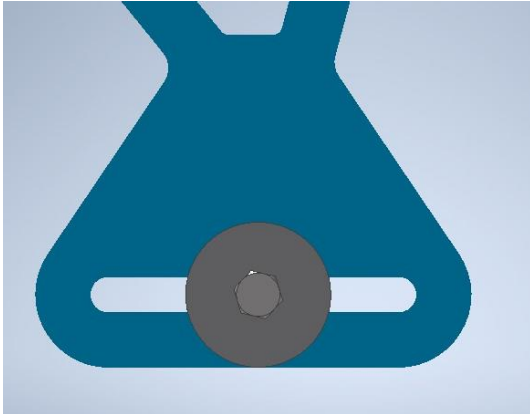
Figura 43. Arandela antivuelco

- ELEMENTOS DE FIJACIÓN

FIJACIÓN BARRA ANTIVUELCO

Referencias normalizadas:

DIN 931 M12X45



Estos dos tornillos fijarán la barra antivuelco al brazo de giro en la posición central de la corredera, es decir, en la posición de trabajo. Esta posición podrá ser ajustable horizontalmente.

Figura 44. Elemento fijador de la barra antivuelco

FIJACIÓN PESTAÑAS DE SEGURIDAD

Referencias normalizadas: Fichas técnicas 9, 10 y 11

DIN 931 M12X50

DIN 125 M12

DIN 934 M12

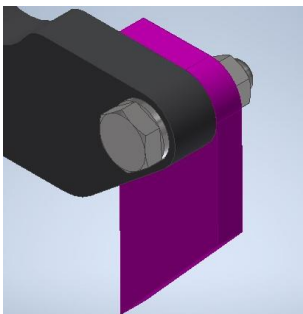


Figura 45. Elementos fijadores de la pestaña de seguridad

FIJACIÓN AGARRE CONTENDOR

Referencias normalizadas: Fichas técnicas 9, 10 y 11

DIN 931 M14X55

DIN 125 M14

DIN 934 M14

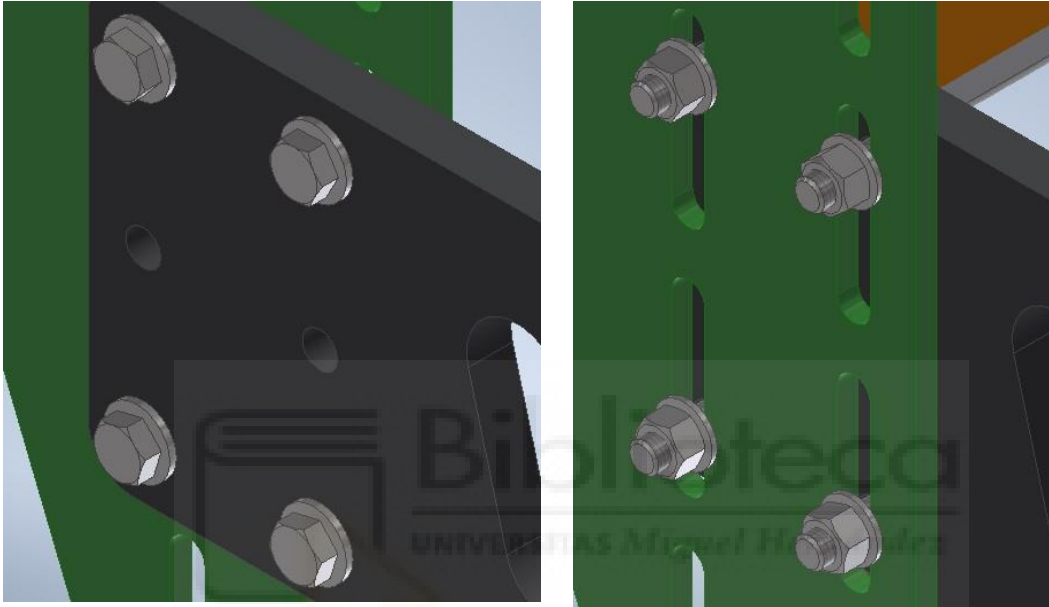


Figura 46. Elementos fijadores del agarre del contenedor

Para la fijación de cada agarre del contenedor al brazo de giro se dispondrá de cuatro tornillos, ocho arandelas y cuatro tuercas.

Se dispondrá de arandelas en ambos lados de la placa para favorecer la distribución de presión del apriete de los tornillos.

Estos elementos de fijación serán de vital importancia, ya que el apriete de los mismos deberá soportar las sollicitaciones generadas por la carga a elevar. Más adelante, en el capítulo 1.3.6, se calcularán los esfuerzos generados en los tornillos y se justificará su selección.

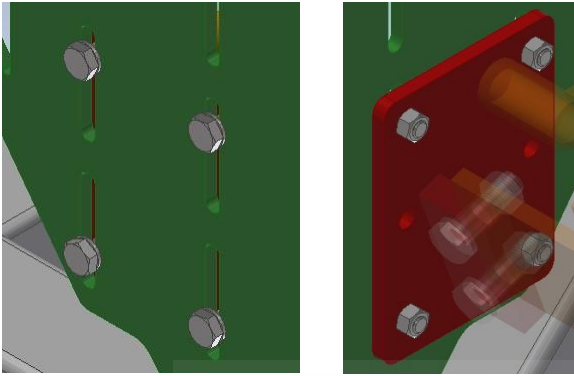
FIJACIÓN SISTEMA DE PEINE

Referencias normalizadas: Fichas técnicas 9, 10 y 11

DIN 931 M12X35

DIN 125 M12

DIN 934 M12



Para la fijación de cada anclaje del sistema de peine al brazo de giro se dispondrá de cuatro tornillos, cuatro arandelas y cuatro tuercas.

Figura 47. Elementos fijadores del sistema de peine

Al igual que para los elementos fijadores del agarre del contenedor, en el capítulo 1.3.6 se calcularán los esfuerzos generados en los tornillos con el fin de justificar su selección.

1.2.7.4. SISTEMA DE PEINE

El sistema de peine de la máquina es una estructura auxiliar del volteador que tiene el objetivo principal de elevar contenedores de dimensiones más reducidas, concretamente de 120, 240 y 360 L.

Este subconjunto, a su vez, estará compuesto por otros dos subconjuntos; el subconjunto sistema peine-anclajes, y el sistema de cierre-contrapesa.

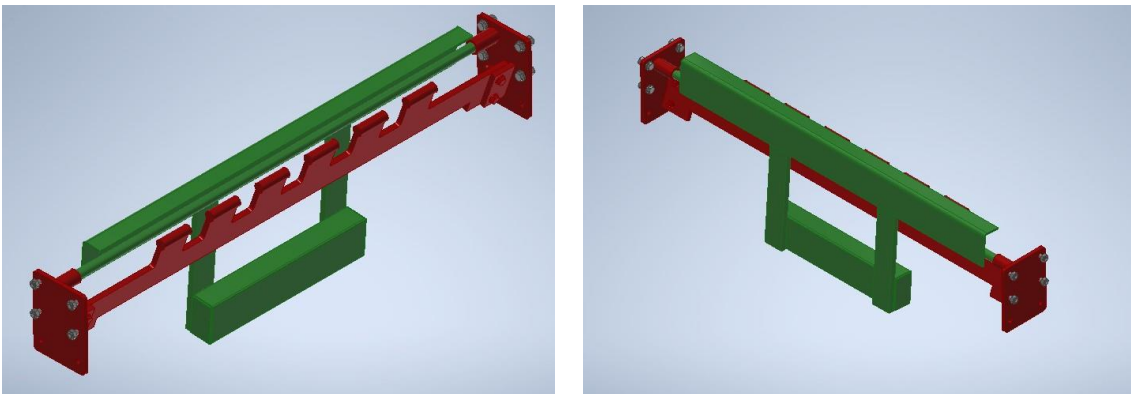


Figura 48. Conjunto sistema de peine anclajes y sistema de contrapesa

1.2.7.4.1. SISTEMA DE PEINE – ANCLAJES

Por medio de los anclajes este subconjunto se mantendrá unido a los brazos de giro y girará de manera solidaria a los mismos. Esta parte del sistema será la encargada en enganchar el contenedor para proceder a su volteo.

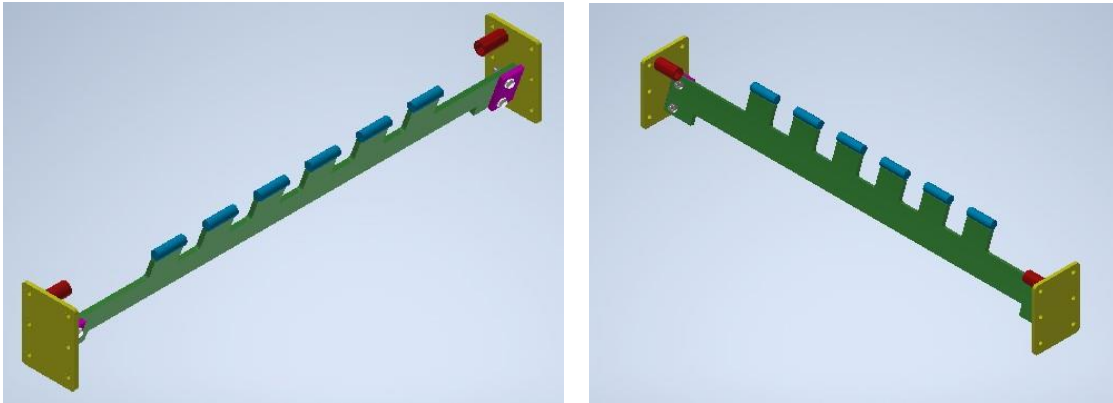


Figura 49. Subconjunto sistema de peine - anclajes

COMPONENTES:

CARTELA PEINE

Codificación de plano: 1.3.1

Dimensiones: 1280x156x12 mm

Esta placa de acero de 12 mm de espesor constituirá el peine del sistema. Su diseño en forma de escalones se entiende por a la morfología que presentan los contenedores normalizados en su borde, donde existen una serie de nervajes en zona inferior de su parte delantera. El espacio entre cada nervaje entrañará la superficie de contacto donde el peine efectuará el agarre.

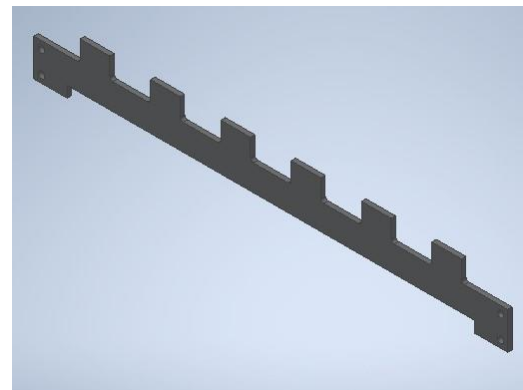


Figura 50. Cartela peine

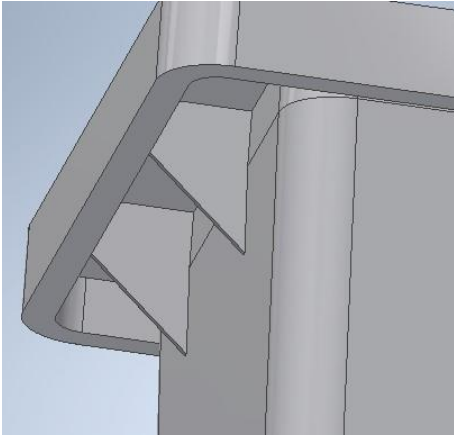


Figura 51. Nervajes del borde de un contenedor de 360 litros normalizado

Por tanto, de esta forma será posible hacer coincidir perfectamente los salientes de la cartela con los huecos entre los nervajes del contenedor, de forma que al introducirse con dicha inclinación se propicie el volteo de la carga.

Otro aspecto reseñable del diseño será la inclinación de montaje de la cartela, la cual se encontrará a 20° con respecto a la vertical.

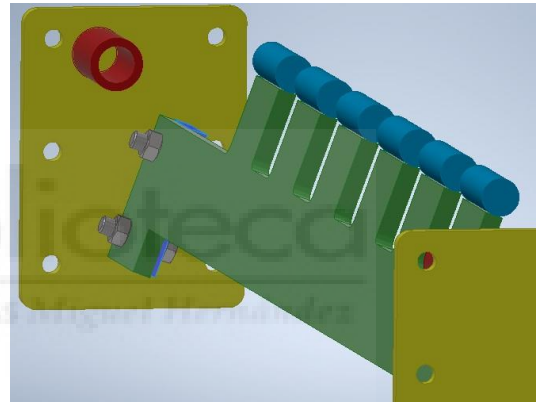


Figura 52. Disposición oblicua de la cartela en el subconjunto

PLETINA ANCLAJE DEL SISTEMA DE PEINE

Codificación de plano: 1.3.2

Dimensiones: 200x150x10 mm

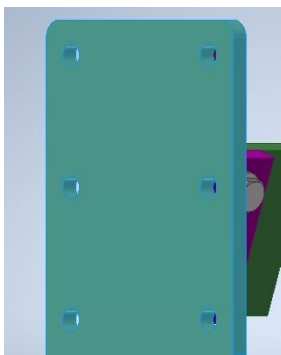


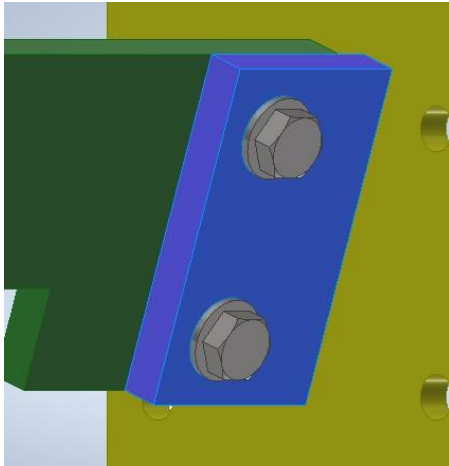
Figura 53. Pletina anclaje del sistema de peine

Estas pletinas de 10 mm de espesor serán los anclajes del sistema de peine. Irán unidas al brazo de giro por medio de tornillería y su altura podrá ser regulable y adaptable a distintos tipos de contenedor gracias a las correderas que presenta el diseño de los brazos de giro.

PLETINA OBLICUA ANCLAJE

Codificación de plano: 1.3.3

Dimensiones: 100x60x20 mm



Pletina de 20 mm de espesor que se soldará al anclaje del sistema de peine con una inclinación de 20° con respecto a la vertical. Esta inclinación es necesaria para posibilitar la introducción de las garras del peine en los huecos entre nervajes del contenedor.

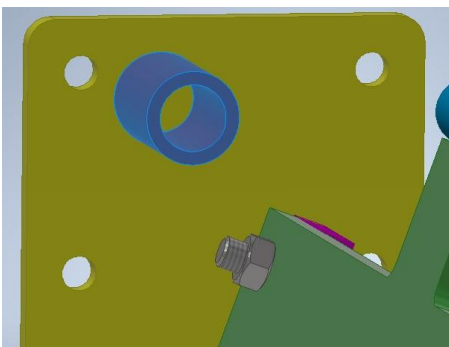
Como se puede observar, su diseño constará de dos agujeros para fijar la cartela peine al subconjunto.

Figura 54. Pletina oblicua

CASQUILLO ANCLAJE

Referencia normalizada: Ficha técnica 13

Dimensiones: Diámetro exterior 65 mm – Diámetro interior 35 mm – longitud 65 mm



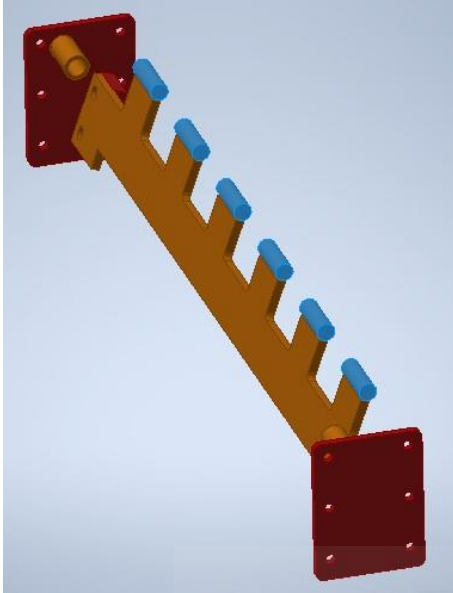
La función de estos dos tubos calibrados de diámetro interior de 25 mm será la de alojar el eje sobre el que girará el sistema de contrapesa, el cuál desarrollaremos a continuación.

Estos casquillos irán soldados sobre los anclajes del sistema peine.

Figura 55. Casquillos anclaje

BULÓN GARRA PEINE

Dimensiones: Redondo comercial diámetro 25 mm – longitud 80 mm



Estos seis redondos comerciales serán los encargados de colisionar con superficie de contacto, situada en los huecos entre los nervajes del borde del contenedor para permitir la elevación de la carga.

Se unirán a la cartela peine por medio de soldadura y se ubicarán en la parte más externa de cada uno de los seis salientes.

Figura 56. Bulones garra soldados a la cartela peine

- ELEMENTOS DE FIJACIÓN

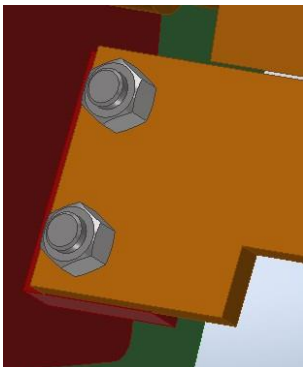
FIJACIÓN CARTELA PEINE

Referencias normalizadas: Fichas técnicas 9, 10 y 11

DIN 931 M16X55

DIN 125 M16

DIN 934 M16



Para la fijación de la cartela peine a las pletinas oblicuas que se sueldan a los anclajes se dispondrá de dos tornillos, dos arandelas y dos tuercas, en cada lado del sistema.

Figura 57. elementos fijadores de la cartela peine

1.2.7.4.1. SISTEMA CIERRE – CONTRAPESA

La misión de este subconjunto será la de asegurar la posición de contenedor durante el ciclo. La acción de la chapa de presión sobre el borde del contenedor asegurará la posición del contenedor.

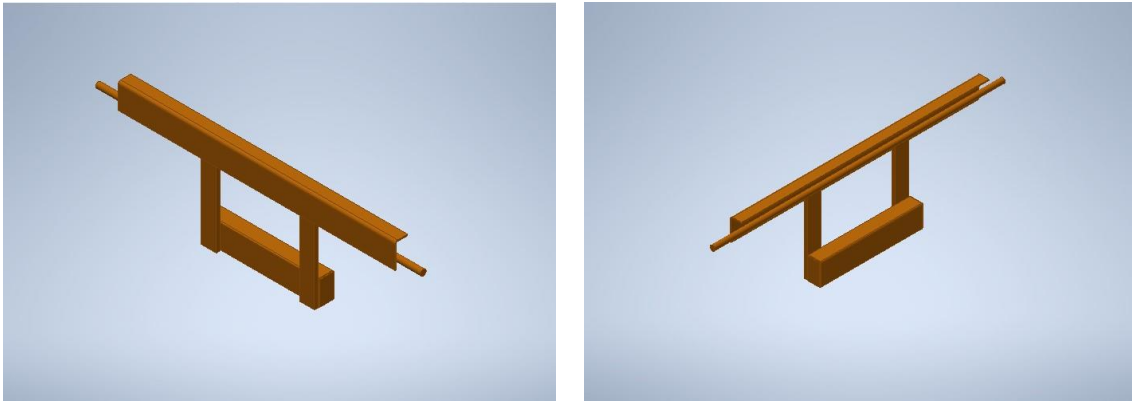


Figura 58. Subconjunto sistema de contrapesa

COMPONENTES:

CHAPA DE PRESIÓN

Codificación de plano: 1.4.1 - Plano de desarrollo de chapa y plano de chapa plegada.

Dimensiones: 1100x140x4 mm

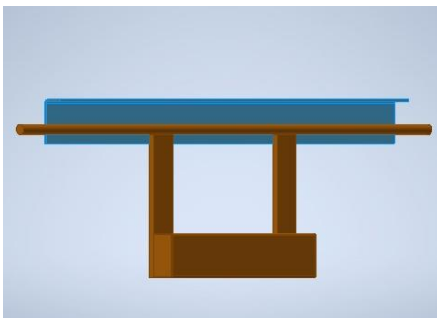


Figura 59. chapa de presión

Esta chapa plegada de 4 mm de espesor generará presión en el borde del contenedor para mantenerlo en su posición de trabajo. Trabjará juntamente con la barra antivuelco para asegurar la posición del contenedor durante el ciclo.

En el epígrafe 1.3.4 de los cálculos justificativos se ha elaborado un estudio analizando las funciones de la chapa de presión y la barra antivuelco, con el fin de garantizar que el contenedor no volcará durante el ciclo.

EJE CIERRE SISTEMA CONTRAPESA

Referencias normalizadas: Ficha técnica 8

Dimensiones: Redondo calibrado diámetro 24 mm – longitud 1290 mm

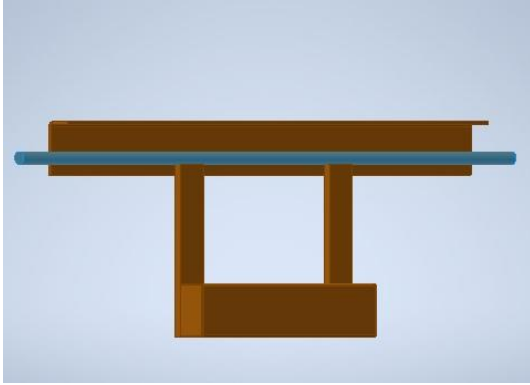


Figura 60. Eje cierre del sistema de contrapesa

Sobre este eje girará todo el subconjunto contrapesa a medida que avanza el ciclo de volteo.

El eje se introducirá en los casquillos que van soldados a los anclajes del sistema de peine. A su vez, el eje se montará unido por medio de soldadura a la chapa de presión y a las pletinas que albergan la contrapesa.

PLETINA SISTEMA CONTRAPESA

Referencias normalizadas: Ficha técnica 15

Dimensiones: Pletina laminada espesor 15 mm – ancho 60 mm

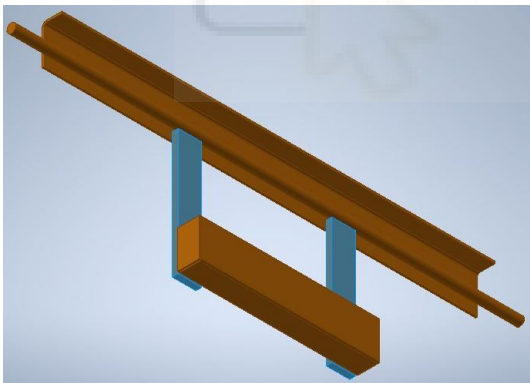


Figura 61. Pletinas del sistema de contrapesa

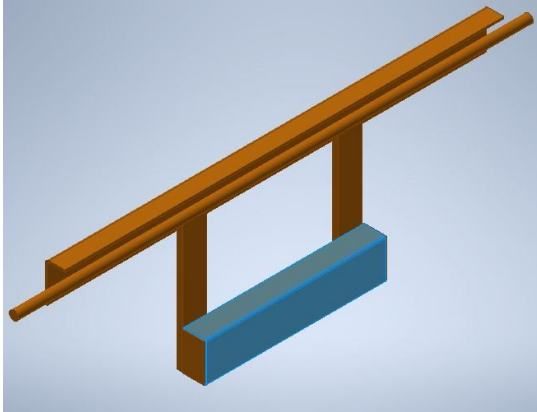
Estas pletinas se unirán la contrapesa a la chapa de presión, permitiendo que todo el subconjunto quede unido.

Se soldarán, por tanto, a la chapa de presión, al eje y a la contrapesa.

PERFIL ESTRUCTURAL CONTRAPESA

Referencia normalizada: Ficha técnica 14

Dimensiones: 100x60x3 450 mm



Este perfil estructural rectangular denominado contrapesa, será el componente fundamental de este subconjunto.

Su misión es, gracias a la acción del peso propio de este elemento y de la gravedad, generar la presión necesaria en el borde del contenedor para mantener este en su posición de trabajo de forma segura.

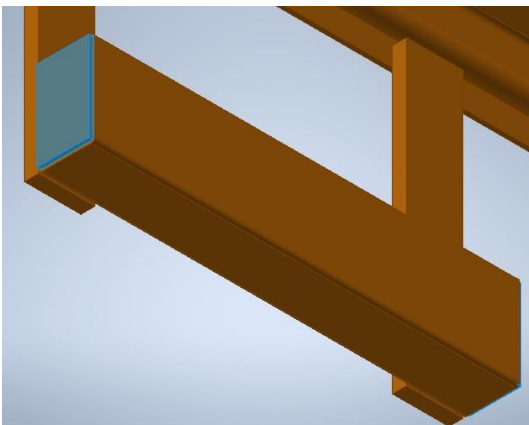
Figura 62. Perfil estructural contrapesa

Más adelante en el apartado 1.3.4, se expondrá que la función de este elemento será la de asistir durante el volteo a los bulones garra del peine y a la barra antivuelco.

CHAPA HUECO

Referencia normalizada: Ficha técnica 4

Dimensiones: 95X55X4 mm



Estos dos retales de chapa se encargarán de tapar los huecos del estructural.

Figura 63. Tapa hueco contrapesa

1.2.7.5. ANCLAJES Y SOPORTES SISTEMA HIDRÁULICO

Los elementos que a continuación se detallaran no componen propiamente un subconjunto, sino que tienen la misión de garantizar el acoplamiento del cilindro hidráulico al volteador.

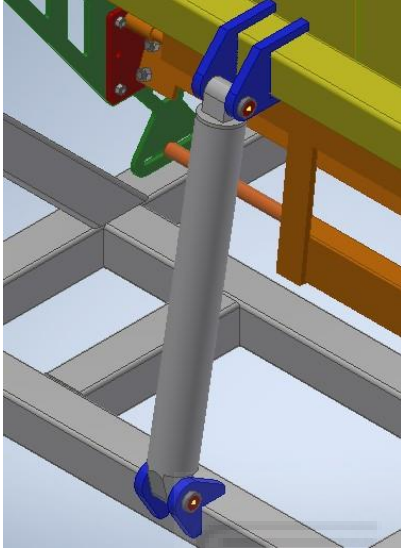


Figura 64. Anclajes superior e inferior del volteador

El cilindro hidráulico poseerá dos anclajes, uno superior y otro inferior. El anclaje superior se asentará sobre el travesaño de la parte móvil y, por tanto, se desplazará de forma solidaria al avance o retroceso del pistón. El anclaje inferior, en cambio permanecerá fijo en el bastidor.

En las siguientes imágenes se muestra el detalle de ambos anclajes del cilindro. A la izquierda el superior y a la derecha el inferior.

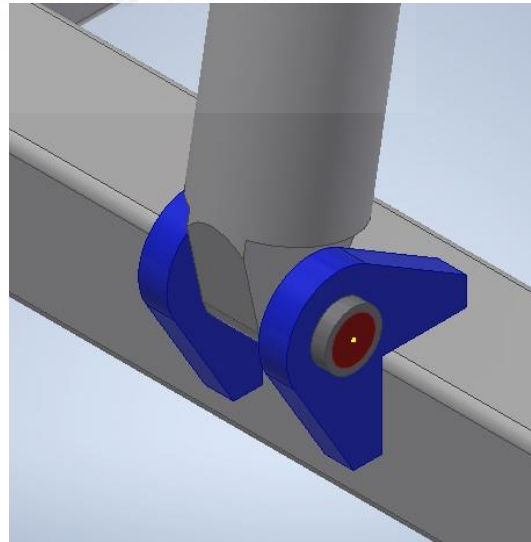
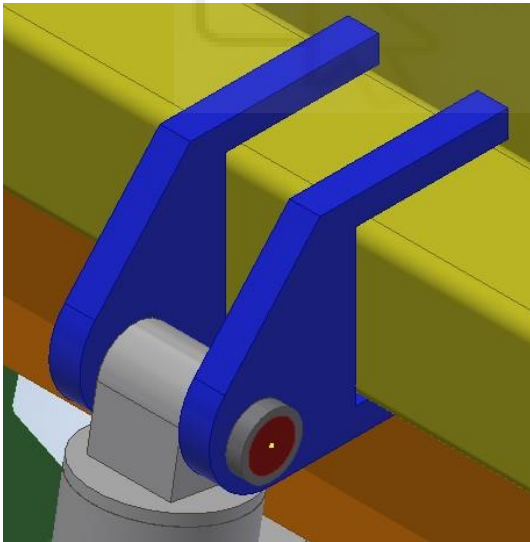


Figura 65. Detalle de los anclajes superior e inferior respectivamente

Los cálculos justificativos y selección del cilindro hidráulico se desarrollarán en el capítulo 1.3.2 dentro de los cálculos justificativos del proyecto. El resto de los componentes que integran el sistema hidráulico se expondrán en el capítulo 1.2.10.

Por otro lado, será necesario proveer a la máquina de un soporte para albergar el grupo hidráulico, así como el cuadro de mando, donde se situarán los controles para manejar la máquina.

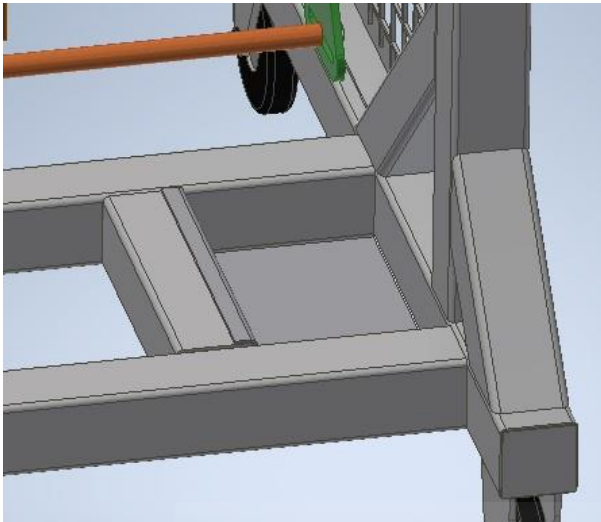


Figura 66. Bandeja del grupo hidráulico

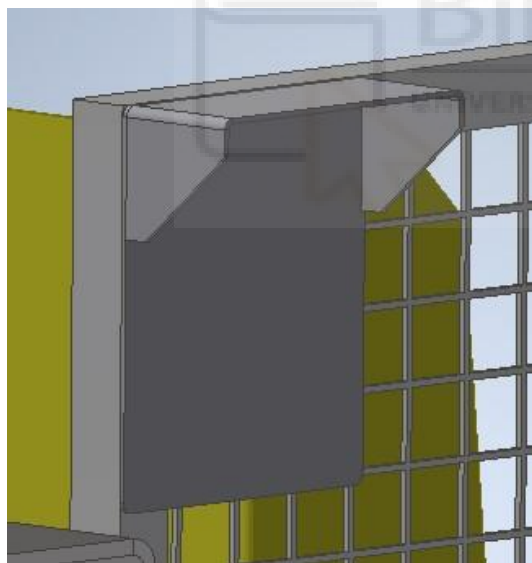


Figura 67. Soporte y cobertor para el cuadro de mando

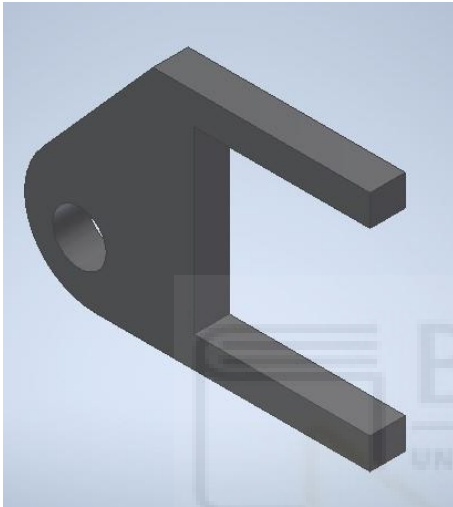
COMPONENTES:

CARTELA ANCLAJE SUPERIOR CILINDRO

Codificación de plano: 1.2.5

Dimensiones: 196x135x20 mm

Este par de cartelas se encargarán de anclar el cilindro al travesaño de la parte móvil. Su geometría posee un agujero por el que se hará pasar el bulón que mantendrá el cilindro acoplado.



Dado que estas cartelas van soldadas al travesaño, será de vital importancia que su diseño sea óptimo para absorber con solvencia la fuerza de empuje generada por el pistón. Un buen diseño de estas cartelas, así como, el buen acabado de la soldadura en esta zona, minimizaran en gran medida la transmisión de tensiones al travesaño y los brazos de giro. En el epígrafe 1.3.9 se desarrolla un análisis de tensión de dicha zona crítica.

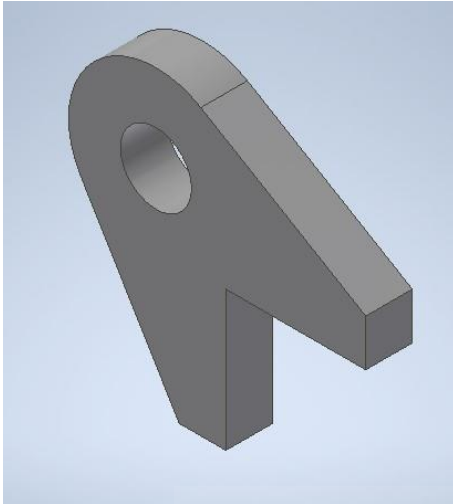
Figura 68. Cartela anclaje superior del cilindro hidráulico

Entre ambas cartelas existirá una separación suficiente para facilitar el proceso de montaje del cilindro hidráulico, concretamente de 65 mm. Así mismo, la geometría de la abrazadera que se soldará al travesaño posee unos 2 mm de holgura con respecto a las dimensiones del travesaño estructural, de forma que se facilita su montaje.

CARTELA ANCLAJE INFERIOR CILINDRO

Codificación de plano: 1.1.8

Dimensiones: 122x113x20 mm



El par de cartelas inferiores compondrán el anclaje inferior del cilindro. Estas piezas se soldarán al tubo estructural cuadrado inferior del bastidor.

Al igual que en el caso del anclaje superior, entre ambas cartelas existirá una separación suficiente para facilitar el proceso de montaje del cilindro hidráulico, de 65 mm.

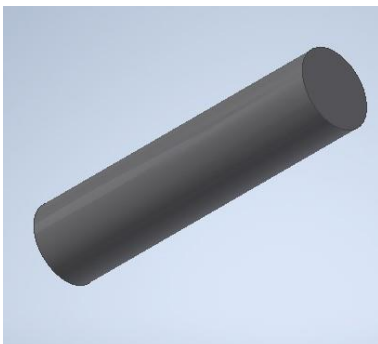
Figura 69. Cartela anclaje inferior del cilindro hidráulico

Las prestaciones mecánicas de este par de cartelas no deberán ser tan altas. En cualquier caso, y al igual que para las cartelas del anclaje superior, se ha realizado un análisis de tensión que involucra estos elementos para verificar que cumplen con las sollicitaciones a las que están sometidas, generadas por la fuerza de empuje del pistón.

BULON ANCLAJES CILINDRO

Referencias normalizadas: Ficha técnica 8

Dimensiones: Redondo calibrado diámetro 30 mm – longitud 125 mm

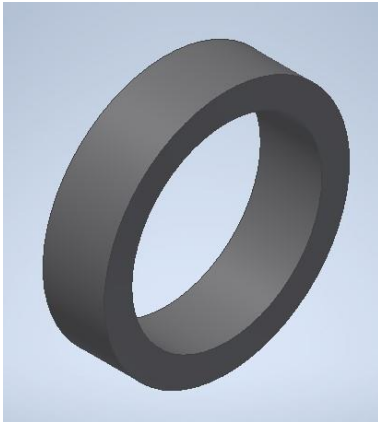


Se trata de un redondo calibrado que se introducirá por los agujeros de cada uno de los anclajes, superior e inferior y tendrá la función de acoplar el cilindro hidráulico.

Figura 70. Bulón para los anclajes del cilindro hidráulico

ARANDELA BULON ANCLAJES CILINDRO

Dimensiones: Diámetro exterior 40 mm – Diámetro interior 31 mm – Espesor 5 mm



Los bulones de los anclajes inferior y superior deberán llevar soldada una arandela en su parte externa para que haga tope con las caras exteriores de las cartelas y de esa forma restringir axialmente los bulones.

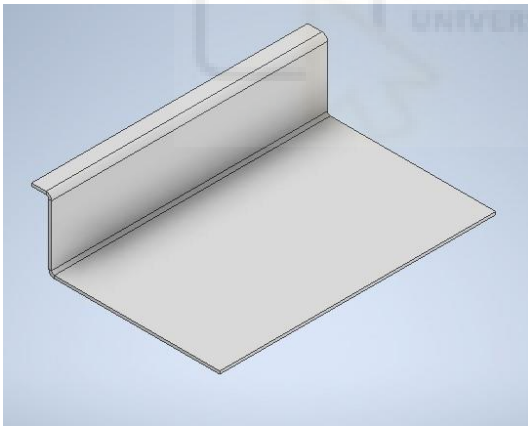
Estas arandelas están diseñadas con 1 mm de holgura con respecto a los bulones para poder introducir las fácilmente a la hora del montaje.

Figura 71. Arandela soldada para el anclaje del cilindro hidráulico

BANDEJA DEL GRUPO HIDRAULICO

Codificación de plano: 1.1.2 - Plano de desarrollo de chapa y plano de chapa plegada.

Dimensiones: 402x368x4 mm



Se trata de una chapa plegada que desempeñará la función de soporte de la minicentral hidráulica, y la cual se encontrará soldada al bastidor.

Se precisará de 1 mm de holgura de cada lado con respecto a la cavidad del bastidor donde ese encuentra alojada, con el fin de facilitar el montaje.

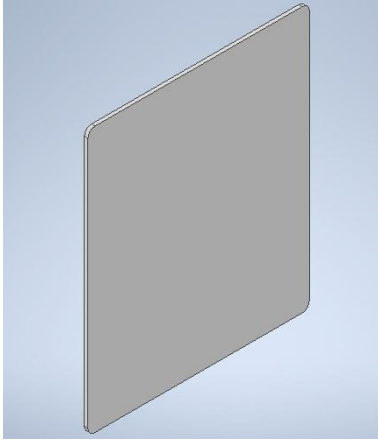
Se realizará el plegado de esta pieza en la planta.

Figura 72. Bandeja para el grupo hidráulico

SOPORTE CUADRO DE MANDO

Referencia normalizada: Ficha técnica 4

Dimensiones: 300x250x4 mm



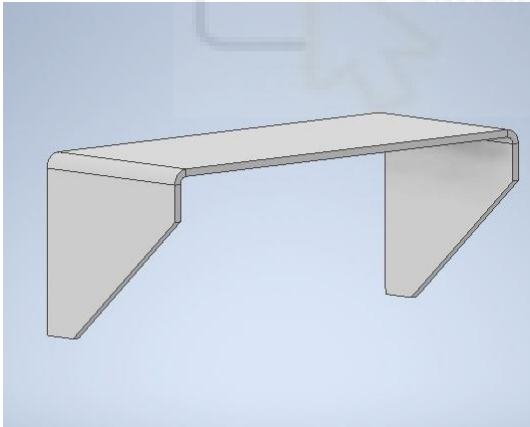
Esta placa será el soporte sobre el cual se instalará el cuadro de mando de la máquina.

Figura 73. Soporte cuadro de mando

COBERTOR CUADRO DE MANDO

Codificación de plano: 1.1.4 - Plano de desarrollo de chapa y plano de chapa plegada.

Dimensiones: 432x100x4 mm



Esta chapa plegada tendrá la función de tapar el cuadro de mando en su parte superior.

Se realizará el plegado de esta pieza en la planta.

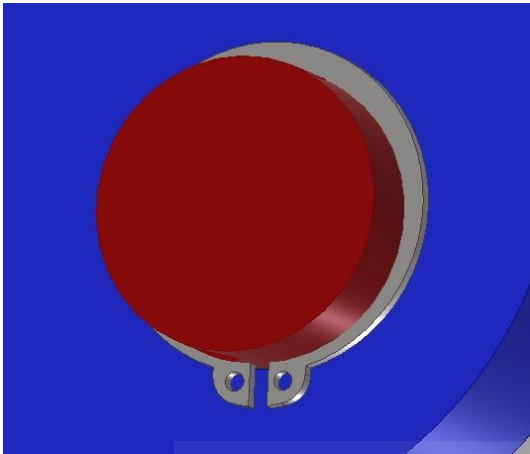
Figura 74. cobertor cuadro de mando

- ELEMENTOS DE FIJACIÓN

FIJACIÓN BOLON ANCLAJES CILINDRO

Referencia normalizada: Ficha técnica 16

DIN 471 30



Esta arandela de retención mantendrá fijo el bulón en la dirección axial. Para adaptarse correctamente al bulón, tendrá un diámetro interior de 27,9 mm.

Se designan con la siguiente nomenclatura:

Figura 75. Arandela de retención para fijación de bulones en los anclajes del cilindro hidráulico



1.2.6 ELEMENTOS AJUSTABLES

Tal y como se ha expuesto anteriormente, el volteador se diseñará para trabajar con contenedores de diferentes capacidades. Por este motivo, estará dotado de sistemas de enganches o agarres para adaptarse a las dimensiones y geometría de cada modelo concreto.

Además, la máquina contará con una barra antivuelco ajustable que asistirá al movimiento de volteo.

AGARRE DEL CONTENDOR

Sistema de enganche diseñado para trabajar con contenedores de 800 y 1.100 L. En este caso, la elevación se produce por el contacto entre los agarres y los pivotes del contenedor. Por tanto, la altura de trabajo a la que debe instalarse el agarre dependerá de la altura a la que se encuentren dichos pivotes.

A continuación, se especifican las alturas a las que se encuentran los pivotes:

- Contenedor 800 litros: 1.047 mm

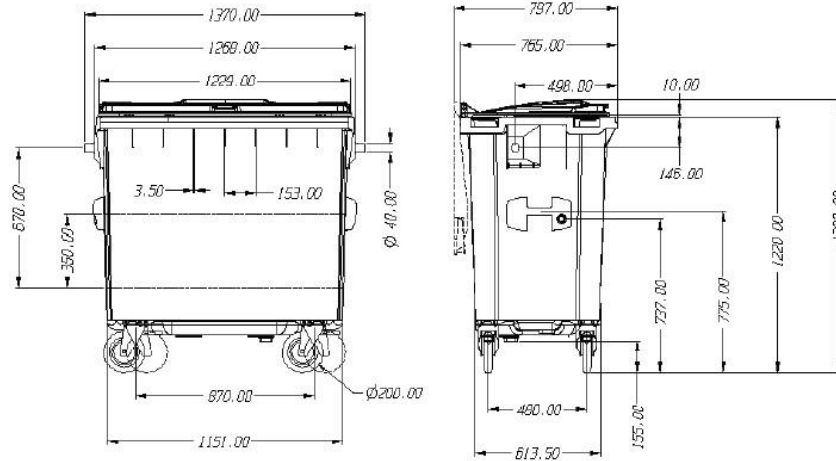


Figura 76. Dimensiones características del contenedor de 800 litros

- Contenedor 1.100 litros: 1.033 mm

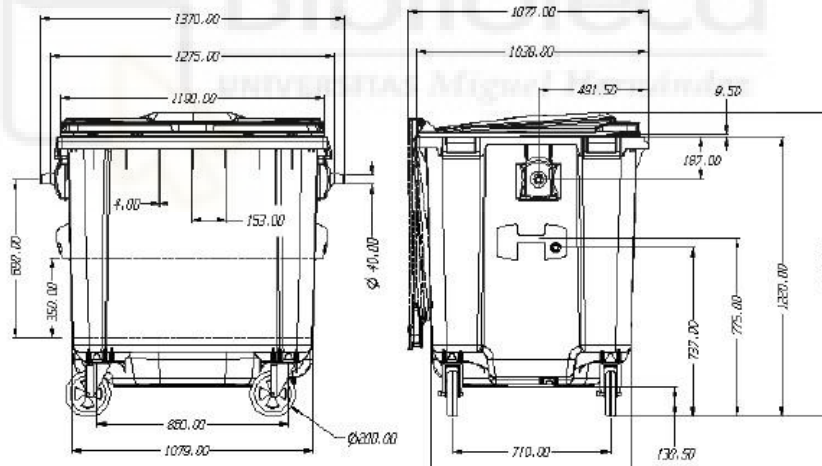


Figura 77. Dimensiones características del contenedor de 1.100 litros

Como se puede observar, la altura a la que se encuentran los pivotes es diferente entre ambos modelos. Deberá diseñarse el elemento de agarre con capacidad de ajuste a ambas alturas, de forma que se consigan dos posiciones de trabajo distintas.

A continuación, se reflejan las dos posiciones que presentaría cada agarre con respecto al brazo de giro.

POSICIÓN 1

En esta posición se considera que se carga un contenedor de 1.100 litros totalmente cargado. Se trataría de la posición más desfavorable.

La cara inferior de la placa agarre en esta posición se encontrará a 945 mm del suelo.

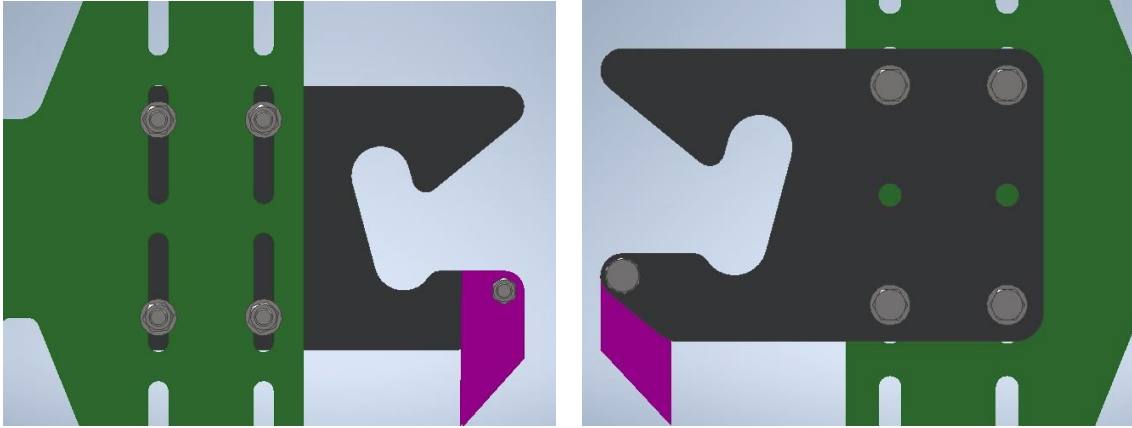


Figura 78. Posición 1 del agarre del contendor

POSICIÓN 2

En esta posición se considera que se carga un contenedor de 800 litros.

La cara inferior de la placa agarre en esta posición se encontrará a 959 mm del suelo.

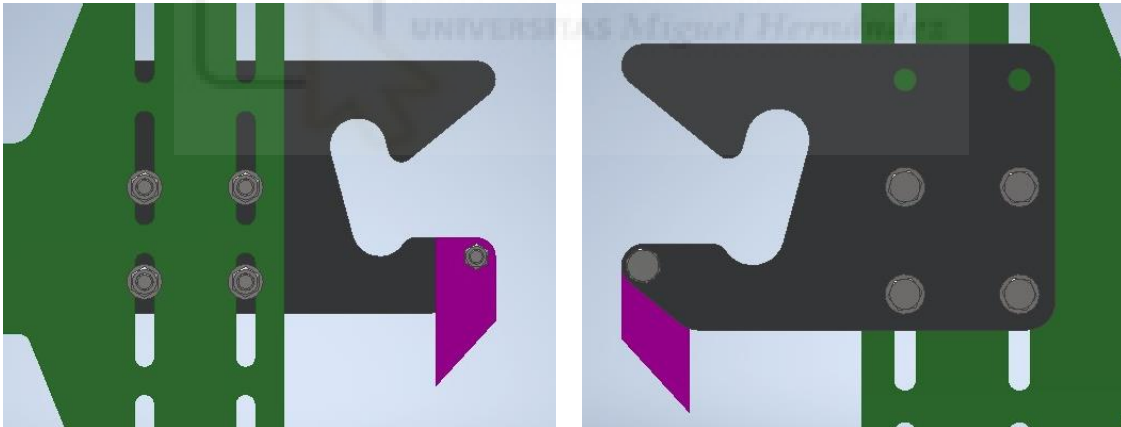


Figura 79. Posición 2 del agarre del contendor

Tal y como se puede observar, el agarre se adaptaría perfectamente a la geometría del brazo de giro en ambas posiciones.

ANCLAJE SISTEMA DE PEINE

Sistema de enganche diseñado para trabajar con contenedores de 120, 240 y 360 L. En este otro caso, la elevación se produce por el contacto de las garras del peine con las cavidades entre nervajes existentes en la parte inferior del borde del contenedor, con lo cual, la altura de trabajo a la que debe instalarse el sistema de peine dependerá de la altura del borde del contenedor.

A continuación, se especifican las alturas hasta el borde superior del contenedor, sin contar la tapa.

- Contenedor 120 litros: 937 mm

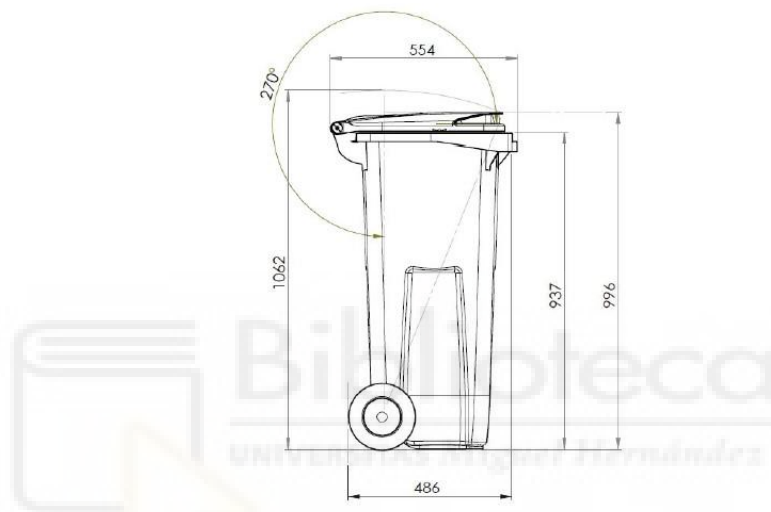


Figura 80. Dimensiones características del contenedor de 120 litros

- Contenedor 240 litros: 1.000 mm

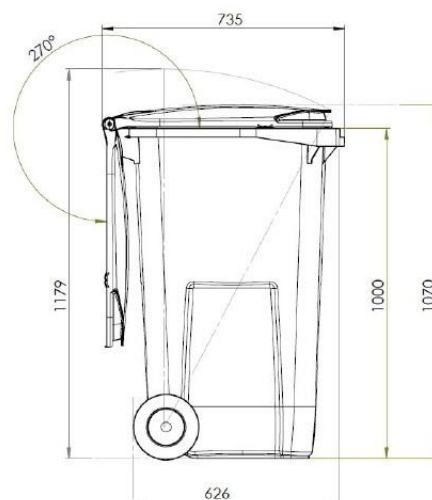


Figura 81. Dimensiones características del contenedor de 240 litros

- Contenedor 360 litros: 1.000 mm

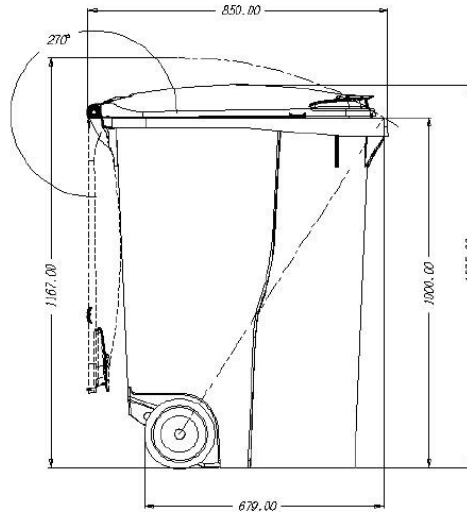


Figura 82. Dimensiones características del contenedor de 360 litros

Se puede apreciar que la altura de los contenedores con capacidades de 240 L y 360 L son iguales. En cambio, la correspondiente al contenedor tipo de 120 L es inferior. Se deberán diseñar dos posiciones diferentes para el ajuste de los anclajes a los brazos de giro.

Las garras del sistema de peine se ubicarán aproximadamente 5 cm por debajo de la altura del borde superior del contenedor. El radio de giro que deben describir las garras cuando el sistema de peine comienza a voltear deberá ser diseñado para hacer contactar las garras con las superficies planas de los huecos entre los nervajes.

En las siguientes imágenes mostramos la sección del sistema de peine y del contenedor de 360 litros a modo de ejemplo explicativo del párrafo anterior.

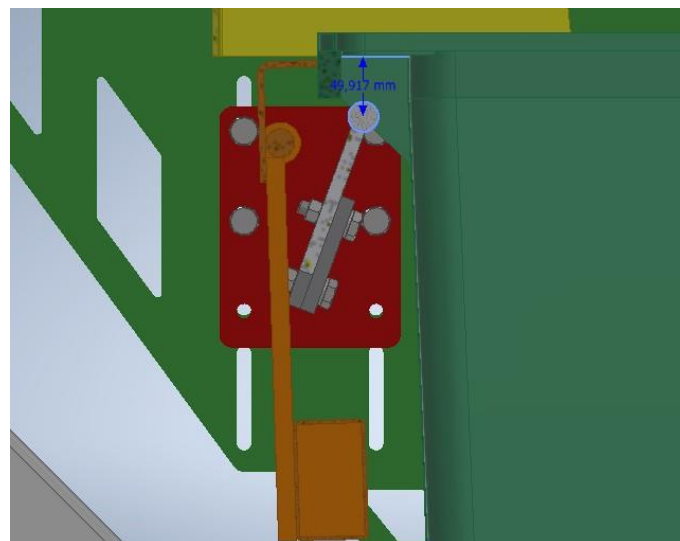


Figura 83. Disposición del peine con respecto a los nervajes del contenedor de 360 litros

A continuación, se reflejan las dos posiciones que presentaría cada anclaje con respecto al brazo de giro.

POSICIÓN 1

Esta posición posibilita el volteo de contenedores de 360 L y 240L. En el caso de un ciclo con un contenedor de 360 L totalmente cargado nos encontraríamos ante el caso más desfavorable.

La cara inferior de la placa anclaje del sistema peine se encontrará a 711 mm del suelo.

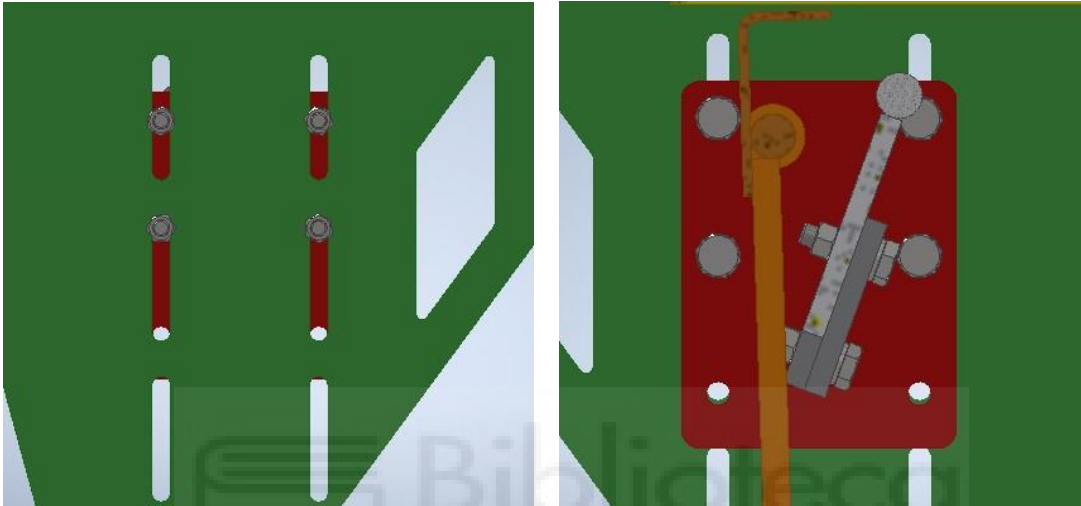


Figura 84. Posición 1 del anclaje del sistema de peine

POSICIÓN 2

En esta posición se considera que se carga un contenedor de 120 L.

La cara inferior de la placa anclaje del sistema peine se encontrará a 648 mm del suelo.

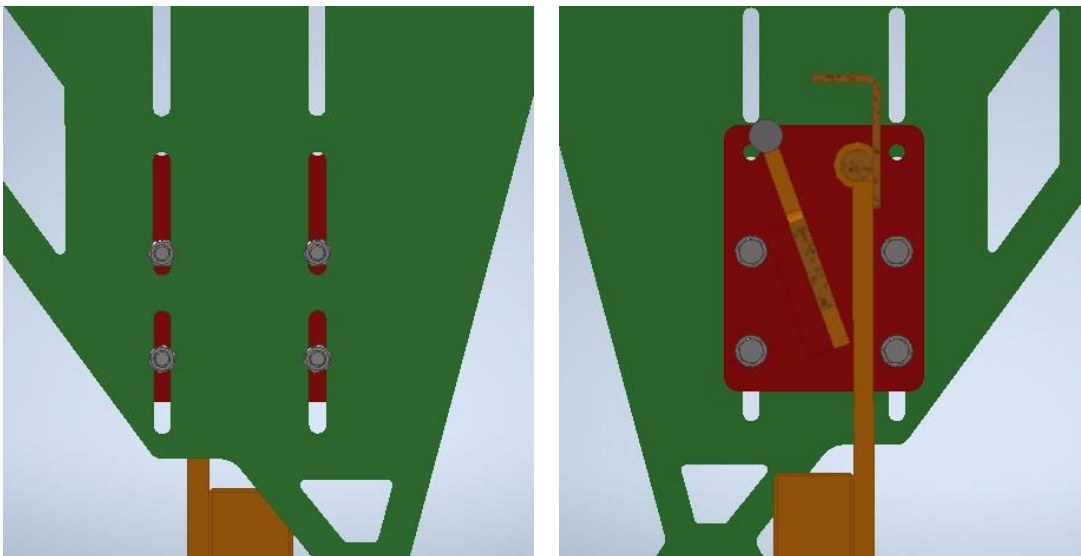


Figura 85. Posición 2 del anclaje del sistema de peine

Como se puede ver, el anclaje del sistema de peine se adaptaría adecuadamente a la geometría del brazo de giro en ambas posiciones.

Ahora se comprueba que la geometría de la certela peine y las garras soldadas a sus extremos se adaptarían adecuadamente a los tres tipos de contenedores. Se expondrá el caso más desfavorable y el menos problemático, ya que el contenedor de 240 L es muy similar en morfología y dimensiones al correspondiente a 360 L y por tanto lo obviaemos.

- Contenedor 360 L

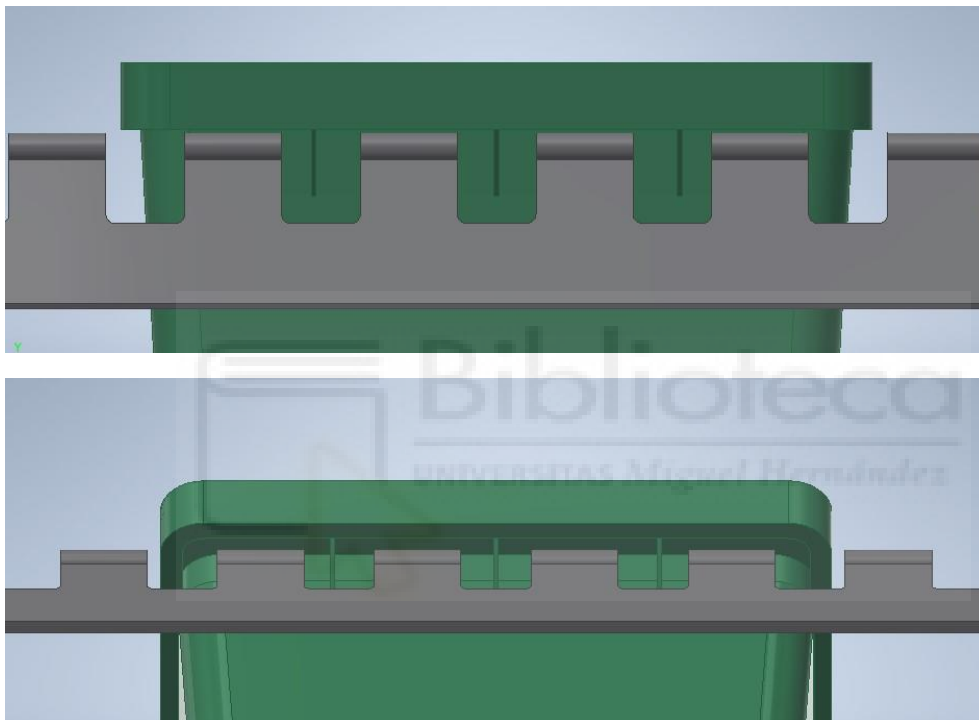
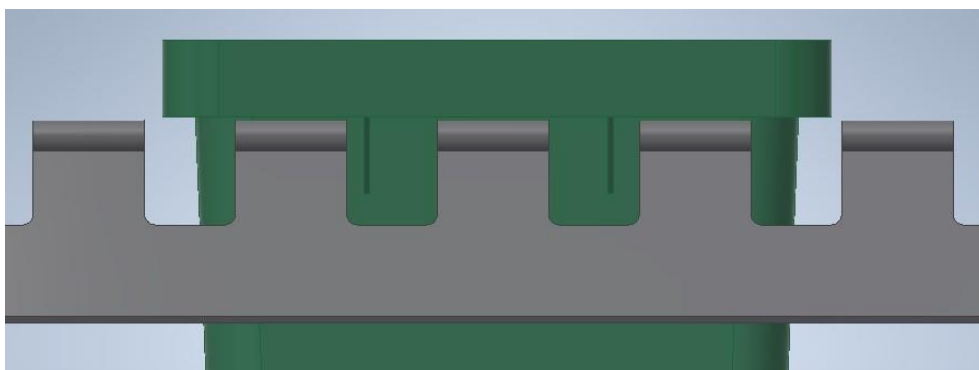


Figura 86. Disposición de las garras del peine con respecto a los huecos entre nervajas del contenedor de 360 litros

- Contenedor 120 L



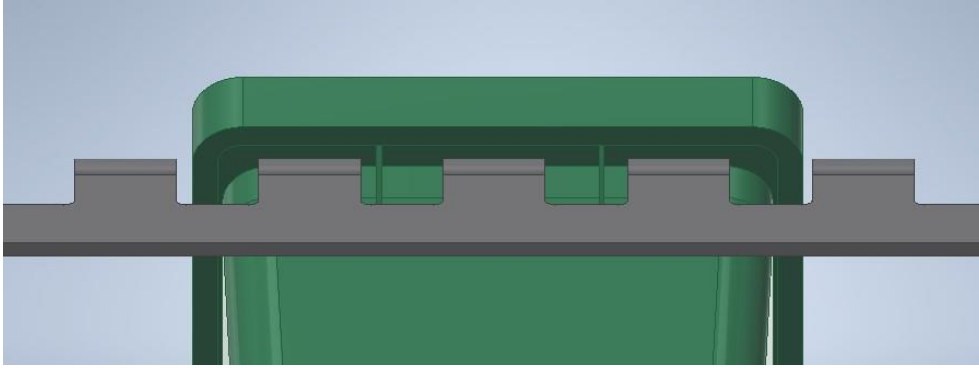


Figura 87. Disposición de las garras del peine con respecto a los huecos entre nervajes del contenedor de 120 litros

Se puede comprobar que la separación entre las garras de la cartela peine se ajustaría perfectamente a los tres modelos de contenedores para los que está diseñado el sistema de peine.

BARRA ANTIVUELCO

Tal y como se expuso en la memoria descriptiva, este redondo tendrá la función complementar ambos sistemas de agarre impidiendo el vuelco del contenedor a lo largo del ciclo.

La posición de trabajo para la cual se ha diseñado la barra antivuelco 2 mm retranqueada con respecto al centro de la deslizadera inferior de los brazos de giro. A pesar de poseer la posibilidad de ajuste a lo largo de la deslizadera, esta será la posición de trabajo común para trabajar con cualquier modelo de contenedor.

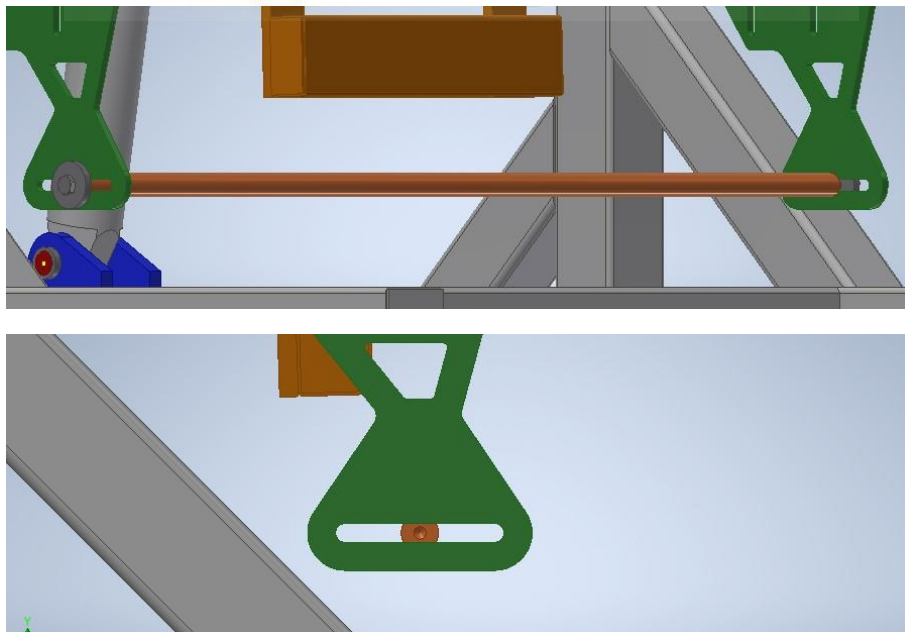


Figura 88. Disposición de la barra antivuelco en el brazo

1.2.7 ETAPAS DEL CICLO DE VOLTEO

En el presente apartado se exponen las etapas que constituyen el ciclo de volteo y los pasos que deberá seguir el operario para el correcto uso de la máquina.

Consideraremos que la velocidad de ejecución es constante y el tiempo que se tarda en realizar un ciclo completo de subida y bajada será de aproximadamente 40 segundos; pudiendo variar en función de la cantidad de residuo a decantar.

1. En primer lugar, se deberá colocar el contenedor ya cargado con el residuo en su posición inicial de trabajo. Para ello se colocará el contenedor haciendo tope con la barra antivuelco. Este procedimiento es válido para ambos enganches, los agarres de la parte móvil y las garras del sistema de peine.

El agarre deberá encontrarse a la altura adecuada de forma que en la colocación del contenedor en la posición de trabajo no se generen interferencias con ningún elemento.

Una vez el operario haya colocado el contenedor en su posición de trabajo, deberá retirarse del área de peligro de la máquina; tal y como se indica en el Pliego de Condiciones.

2. El ciclo comenzará cuando el operario active el movimiento de avance del cilindro hidráulico del volteador mediante el cuadro de mando para comenzar el movimiento de subida.

Los pivotes del volteador bajaran hasta la parte más baja de la ranura.

3. A medida que el contenedor vaya volteando, los pivotes se desplazaran por la corredera.

El volteador posee una barra antivuelco que sostendrá el volteador en su parte inferior para evitar que vuelque.

4. El volteador parará en su posición superior después de haber hecho el ciclo completo de subida.

Los residuos del contenedor se deslizarán por el abocador y caerán en el depósito correspondiente.

El operario verificará que todo el residuo ha caído en el depósito. Como hemos comentado antes, el tiempo del ciclo puede variar en función de la cantidad de residuo a verter.

5. Después de haber vaciado el contenedor, el operario activará en el cuadro de mando el retorno del cilindro hidráulico para proceder al movimiento de descenso.

Las pestañas de cierre acompañarán el movimiento de volteo asegurando los pivotes del contenedor en el agarre para evitar que estos se salgan.

6. Una vez el volteador ha vuelto a su posición inicial, se deberá retirar el contenedor para dejar la máquina preparada para el siguiente ciclo.

El operario deberá verificar que la máquina está parada para acceder a la zona de peligro y retirar el contenedor de su posición de trabajo.

Las condiciones de uso y seguridad que deberán seguir los operarios que manipulen el volteador aparecen reflejadas en el Pliego de Condiciones del proyecto.

1.2.8 PROCESO DE FABRICACIÓN

El presente capítulo se centrará en los procesos que siguen a la etapa inicial de diseño de la máquina. Una vez se ha llevado a cabo el modelado y los análisis de esfuerzos que garantizan el buen funcionamiento de la máquina, es de vital importancia llevar a cabo una buena planificación de la producción.

Se analizarán que medios y capacidades posee la planta de producción, con el fin de intentar optimizar al máximo las diferentes etapas que intervienen en el desarrollo del producto para reducir costes y tiempos de fabricación.

Para ello, se deberá estudiar todas las variables que formaran parte del proceso de manufactura del volteador. Se seleccionará el tipo y material de las piezas, en función de su cometido dentro del funcionamiento de la máquina, su geometría o las sollicitaciones que deba soportar. Se diferenciarán las distintas partes que formarán la totalidad del proceso productivo. De esta forma, se podrán establecer los flujos de trabajo y la secuencia de operaciones de manera óptima.

También se reflejará el plano simplificado de la planta de producción, el listado de las máquinas y elementos que intervienen en la manufactura; así como el listado de piezas y materias primas que deberemos considerar.

1.2.8.1 TIPOS DE PIEZAS

A grandes rasgos, se pueden distinguir cuatro grupos de piezas con los que se trabaja se la planta: perfilería, chapas, piezas de corte y suministros industriales.

PERFILERIA

En este grupo tendríamos tubos estructurales cuadrados o rectangulares, perfiles angulares, chapas, redondos comerciales y calibrados, tubos calibrados y pletinas laminadas. Todos ellos estarán conformados con acero ST 37 y poseerán dimensiones normalizadas o específicas dadas por el fabricante. Este tipo de acero será adecuado para la aplicación del volteador ya que posee buenas características mecánicas y es apto para realizar uniones soldadas.

A la mayor parte de estos materiales, se le deberán realizarles operaciones secundarias para obtener la pieza proyectada y los acabados adecuados. Una vez procesadas y confeccionadas a las medidas de diseño, estarán listas para su ensamblaje.

PIEZAS DE CORTE

Se trata de piezas mecanizadas según las necesidades de nuestra máquina, es decir, en base a una geometría específica, la cual se facilita a la empresa suministradora para su fabricación. Este tipo de piezas se recibirán en planta acondicionadas para el montaje del volteador, a excepción de algunas. Al ser piezas muy específicas, el fabricante dará la posibilidad de encargarlas individualmente o en lotes pequeños.

El corte puede ser manual o bien, mediante una máquina de CNC. A partir de un boceto en 2D de la pieza y dependiendo del espesor de la pieza, así como de su geometría y la calidad de acabado buscada, se utilizará un tipo de corte u otro. La escoria, la zona afectada por el calor, el redondeo del borde superior y el ángulo de corte son algunos de los principales factores que contribuyen a la calidad del acabado. También se tendrá en cuenta la velocidad, rendimiento y productividad del corte para su selección.

A continuación, se verán los dos tipos de corte con los que se han manufacturado algunas de las piezas de la máquina:

Corte plasma

El corte por plasma (arco) fue desarrollado para el corte de metales que no podían ser cortados con soplete, tales como el acero inoxidable, el aluminio y el cobre.

El proceso de corte por arco de plasma utiliza gas eléctricamente conductor para transferir energía, desde una fuente de alimentación eléctrica a través de una antorcha

de corte por plasma para el material que está siendo cortado. Los gases de plasma incluyen argón, hidrógeno, nitrógeno y mezclas, además de aire y oxígeno.

La temperatura del arco de plasma funde el metal y penetra a través de la pieza de trabajo, mientras que el flujo de gas a alta velocidad elimina el material fundido desde la parte inferior del corte, o la ranura de corte.



Figura 89. Corte plasma con equipos de CNC y manual respectivamente

Corte laser

El corte láser es un proceso de corte térmico basado en la fusión o vaporización altamente localizadas que produce un haz de luz coherente de alta energía, por lo general con la ayuda de un gas de asistencia. El gas de asistencia desaloja el material fundido de la zona de corte. Es aplicable tanto en los materiales metálicos, como en los no metálicos. La principal característica del corte láser es su productividad, obteniendo cortes de alta calidad a elevadas velocidades.

Los tipos de láseres más extendidos a nivel industrial son el láser de CO₂ y el láser de estado sólido. Un láser de CO₂ utiliza un medio gaseoso para producir el haz láser, mientras que, en un láser de estado sólido, el haz se obtiene de un medio cristalino dopado.

Los equipos de corte láser producen un corte de alta calidad y elevada reproducibilidad, con una zona afectada térmicamente mínima y poca o ninguna distorsión. El proceso es flexible, fácil de automatizar y ofrece altas velocidades y excelente calidad de corte. El coste de los equipos es alto, pero está disminuyendo a medida que la tecnología de resonador se vuelve más accesible.

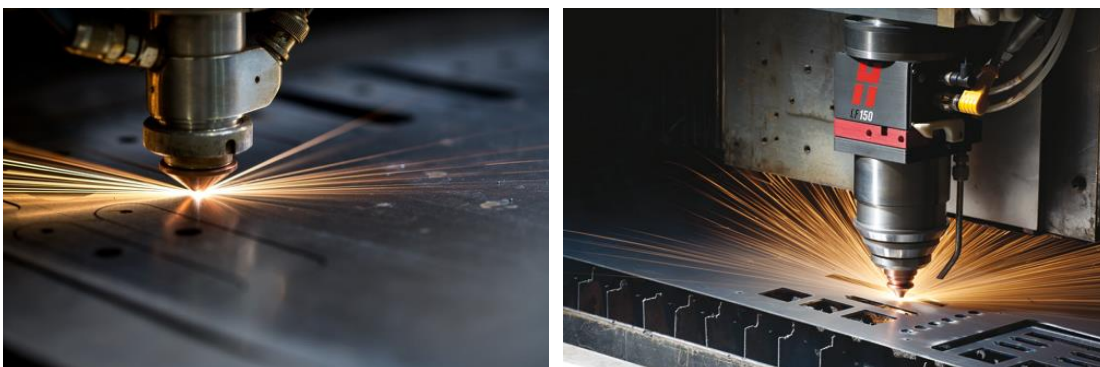


Figura 90. Corte laser

Comparativa entre corte plasma y Corte laser

En cuanto al tipo de materiales a trabajar, se afirma que con el corte plasma se puede realizar en cualquier tipo de metal, como en aceros y aluminios. Deben ser conductores y suaves, pues los cortes serán más rápidos y gruesos. En cambio, con el corte laser se puede realizar el mecanizado de cualquier tipo de pieza. Independientemente de su dureza o resistencia. Por ejemplo, aleaciones o materiales tanto blandos como duros.

Atendiendo al acabado superficial, el plasma muestra bajo grado de rugosidad. En relación con las muestras de corte por láser, la rugosidad se incrementa con el incremento del espesor del material. El corte por láser produce bordes verticales, mientras el plasma muestra unas pequeñas inclinaciones de ángulos.

Por otro lado, el corte por láser produce cortes más estrechos. Esto es ventajoso para cortes de pequeños contornos en láminas delgadas donde es posible con alta precisión. Aun así, ambas tecnologías de corte poseen buen ángulo de inclinación, pequeña zona afectada por el calor, y generan poca sin escoria.

Resumiendo, en cuanto a la calidad de corte, el plasma es muy rápido y se pueden realizar cortes no lineales, consiguiendo acabados de calidad. Sin embargo, el láser, al ser un proceso poco convencional, permite obtener piezas geoméricamente más complejas, con un acabado superior, con cortes limpios sin rebordes excesivos. [1]

Analizando los costos de estos dos procesos de corte, se puede decir que debido a la alta inversión del equipo de corte laser y a las a menudo altas velocidades del corte plasma respecto a laminas más gruesas, el costo por metro de corte por plasma es menor que en laser.

Por último, anotar que el mantenimiento de un equipo de corte plasma puede ser llevado a cabo por el personal de mantenimiento de la planta; mientras que en el caso de los equipos de corte laser se necesitaría de personal especializado.

En conclusión, se puede afirmar que el corte plasma, a rasgos generales, cuenta con el costo más económico; sin embargo, los equipos de corte laser nos darán valores superiores de velocidad, rendimiento y productividad.

Conclusión

Si la geometría de la pieza que se debe mecanizar es compleja, posee agujeros pequeños o requiere de una calidad de acabado superior que permita realizar de manera óptima operaciones secundarias, se optará por el corte laser; sin embargo, en piezas de diseño más simple, de menor responsabilidad, que permitan tolerancias más amplias se elegirá el corte plasma, debido a que los costos son menores. También se ha de señalar que el plasma es capaz de cortar un mayor rango de espesores, así que será un factor

importante y uno de los puntos de partida para tener en cuenta en la selección del tipo de corte.

CHAPAS INDUSTRIALES

Al igual que sucede con la perfilería, este tipo de piezas serán suministradas en grandes lotes y con dimensiones prestablecidas por el fabricante o normalizadas, con lo cual, tendremos que realizar operaciones secundarias a estos productos con el fin de conseguir la pieza deseada. Las chapas que se usarán para la confección del volteador serán de acero ST 37.

Se deberá tener en cuenta que debido a la multitud de espesores de chapa que existen, no todos se podrán trabajar con las mismas máquinas. En la planta. Como se verá más adelante se cuenta con tres máquinas para un amplio rango de espesores.

SUMISTROS INDUSTRIALES

En lo referido a los suministros industriales se considerarán elementos de fijación (tornillería) y rodamientos.

También en este grupo vendrían incluidos los elementos que componen el sistema hidráulico de la máquina, es decir la minicentral y el cilindro.

Dichos suministros se demandarán a empresas externas.

1.2.8.2 ETAPAS DEL PROCESO DE FABRICACIÓN

DISTRIBUCIÓN EN PLANTA Y ÁREAS DE TRABAJO

En primer lugar, se muestra el layout de la planta donde se fabricará el volteador, indicando las diferentes secciones de trabajo y las máquinas o elementos que las componen.

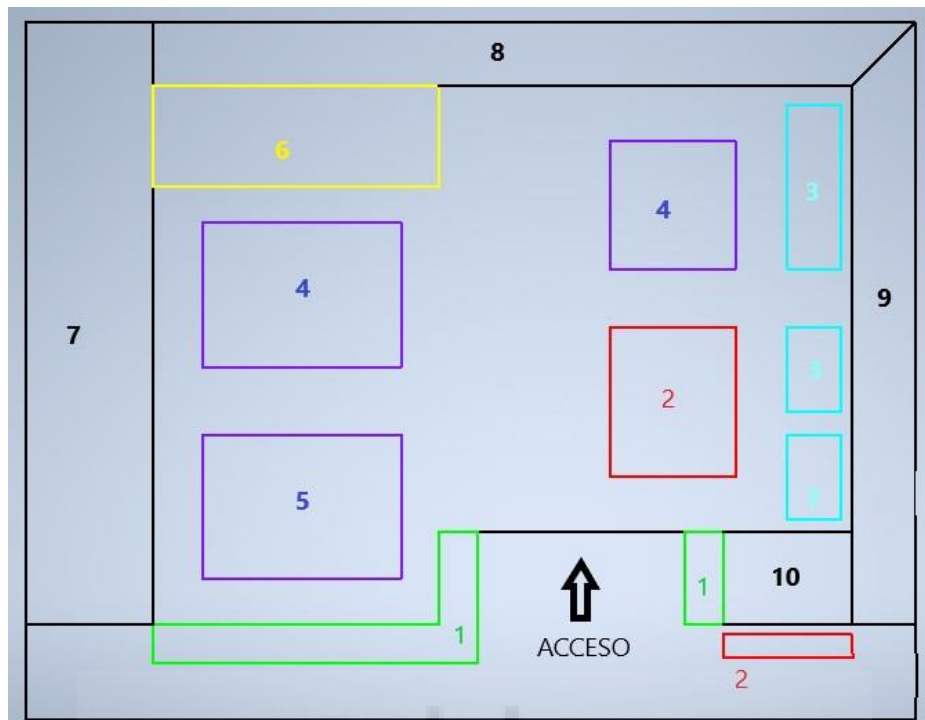


Figura 91. Layout de la planta de producción

Una vez se ha mostrado el plano de la planta y la localización de las diferentes áreas de trabajo, se indican a continuación las zonas a las que corresponde cada numeración indicando la maquinaria específica:

- 1- Zona de almacenaje de materia prima.
- 2- Zonas de corte en planta:
 - Cizalla hidráulica Ajial.
 - Sierra de cinta Thomas.
- 3- Zonas de plegado en planta:
 - Plegadoras de 3 metros Ajial.
 - Plegadora de 6 metros Ajial.
- 4- Zonas de montaje y ensamblado. Zonas provistas de equipos de soldadura ESAB.
- 5- Zona de montaje final y testado del producto.
- 6- Zona de pintura e imprimación.
- 7- Almacén de producto acabado.
- 8- Almacén de herramientas y pintura.
- 9- Taller de operaciones secundarias de arranque de viruta.
 - Torno mecánico.
 - Taladro prensa.
- 10- Oficinas

En nuestra planta se suele trabajar con varios productos simultáneamente; esto explica que presente un layout o distribución en planta del tipo por procesos. A cada máquina o ensamblaje le corresponde una secuencia de operaciones distinta, de modo que cada producto tendrá su propia ruta de fabricación.

Este formato de distribución en planta se caracteriza principalmente por los siguientes tres puntos:

- Se fabricarán un bajo volumen y una variedad considerable de productos finales.
- Las piezas o subconjuntos que conformarán un producto pasarán de una sección a otra siguiendo su ruta de fabricación específica.
- Existe la posibilidad de fabricar varios productos distintos en cada sección, de forma que se compartan los mismos recursos. [2]

Después de describir los recursos con los que cuenta la planta de producción, se procede a desarrollar brevemente en que consiste cada uno de ellos:

Corte en planta

Los lotes de perfilería y chapa que recibimos en la planta son suministrados con unas dimensiones estándares dadas por el fabricante. Para llegar a las piezas finales que componen el volteador, deberán realizarse las operaciones de manufactura necesarias para transformar la materia prima recibida. El corte será el punto de partida para los elementos que requieran de varias operaciones secundarias, ya que el resto de los procesos se aplicaran sobre las piezas con las medidas definitivas según los planos de fabricación

Las operaciones de corte se llevarán a cabo mediante la cizalla hidráulica, la sierra Thomas o la amoldadora radial según el tipo de materia prima con la que se trabaje o la operación que se desee realizar a la pieza.

- Sierra de cinta Thomas



Se trata de un modelo idóneo para el corte de metales ligeros y semi-pesados. La apertura de mordaza es hidráulica y el corte automático, con descenso del arco por gravedad.

Se utilizará esta sierra de cinta para cortar los tubos estructurales, ángulos, redondos y pletinas.

Figura 92. Sierra de cinta Thomas de la planta

Se debe comprobar si esta máquina es apta para cortar la perfilería, en concreto tubos estructurales y ángulos pertenecientes al bastidor del volteador, según las especificaciones de diseño. Como se puede ver en la imagen inferior, tendrá una capacidad de giro de 90° y de 45° a ambos lados; y las dimensiones máximas de perfilería que admitiría el corte estarían dentro de lo proyectado. [3]

	redondo	rectangular	cuadrado
90°	230 mm.	220x205 mm.	220x220 mm.
45° Dx	170mm.	170x120 mm.	165x165 mm.
45° Sx	120 mm.	150x120 mm.	120x120 mm.

Figura 93. Capacidad de corte de la sierra de cinta Thomas

- Cizalla hidráulica

La planta dispone de una cizalla hidráulica que se utilizará exclusivamente para el corte de chapas de dimensiones estándar y retales de chapa de hasta 10 mm de espesor. En el caso de la fabricación del volteador únicamente cortarán chapas de 4 mm de espesor.



Figura 94. Cizalla hidráulica Ajjal

Esta cizalla de corte basculante es una sencilla y precisa máquina que minimiza la creación de rebaba en el proceso de corte, y es muy fácil de ajustar y manejar. Todos los repuestos son comerciales y requiere de escasa manutención.

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

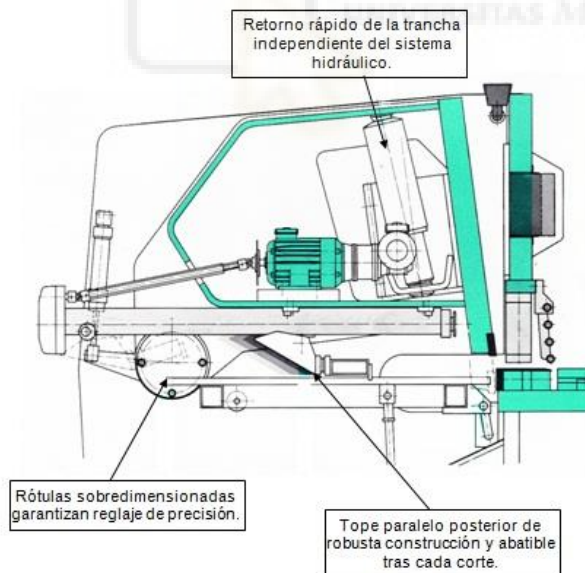


Figura 95. Morfología de una cizalla hidráulica

El sistema de corte que integra se conoce como corte pendular, que consiste en que la trancha superior realiza un movimiento de péndulo gestionando un guiado absoluto de los elementos portadores de la cuchilla superior, sin necesidad de regular ni engrasar.

Los topes traseros de este modelo de cizalla hidráulica son muy robustos y permiten a la chapa caer libremente, lo que consigue mejorar el acabado de los cortes incluso con las más débiles tolerancias.

El retorno rápido de la trancha de la cizalla hidráulica Ajial es completamente independiente del sistema hidráulico gracias a dos cilindros acumuladores rellenos de aire.

El ángulo de corte (2° a $2,5^\circ$) de la cizalla hidráulica Ajial es muy importante para evitar la torsión en la banda de material cortado. Con reducidos ángulos de corte esta deformación queda prácticamente al mínimo.

La Separación de cuchillas será posible mediante un dispositivo ubicado en el lateral de la estructura de la máquina. Permite adecuar la holgura o separación entre cuchilla inferior y superior al espesor de las chapas, consiguiendo optimizar el acabado del corte.

La máquina también posee un pedal móvil a distancia, que permite al operario adoptar la posición más cómoda de trabajo con seguridad. [4]

- Amoldadora radial

Las piezas de perfilera y chapas siempre se cortarán con la maquinaria que acabamos de mencionar, ya que son máquinas mucho más potentes y eficientes que la amoldadora radial.

Esta herramienta se utilizará como útil de apoyo durante el montaje, en caso de que deba llevarse a cabo alguna corrección sobre la marcha, ya que en muchas ocasiones las piezas no ensamblan según lo especificado en los planos de fabricación proyectados. Esto puede deberse a fallos de fabricación de las piezas, a fallos en las operaciones secundarias, errores en el ensamblaje por parte de los operarios, o fallos durante el diseño inicial de la máquina.



Figura 96. Amoldadora radial

Como se puede observar esta herramienta está compuesta de un motor eléctrico, una empuñadura y un escudo protector para la protección de las manos. Para el corte se utilizará un disco de abrasivo o de diamante según la aplicación. [5]

Las radiales grandes, como las de la imagen, poseen motores más potentes, de unos 2000 W, y utilizan discos de mayor diámetro, de unos 230 mm. Son más pesadas y difíciles de manejar que las pequeñas.

Los discos de esta herramienta se desgastan a gran velocidad si nos excedemos en su uso y los acabados que se consiguen con este tipo de corte son inferiores a los dos primeros procesos expuestos en este apartado.

Plegado de chapas en planta

Esta operación está enfocada al doblado de chapas de acero. En la fábrica existen tres plegadoras, dos de 3 metros y otra de 6 metros. Durante el proceso de fabricación del volteador solo se requerirá de las plegadoras de 3 metros, ya que las planchas de acero con las que trabajaremos no serán de dimensiones excesivamente grandes.

En este proceso de deformación, se trabajará sobre piezas que ya han sido cortadas mediante la cizalla hidráulica. De esta manera plegaremos placas de acero que ya poseen las dimensiones finales de la pieza. Durante el diseño y modelado de este tipo de piezas, se deberá tener muy en cuenta el desarrollo que sigue la misma y el factor de plegado que se aplica, ya que la longitud total, antes y después del plegado, difiere un poco. Esto es debido a las dobleces que se aplican al material durante la operación; y si no se diseña correctamente puede desencadenar fallos de encaje durante el ensamblaje.

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

Los elementos principales de la matriz serán los siguientes:

- Bastidor: posee todos los soportes necesarios para la colocación de los distintos elementos que van a componer la plegadora.
- Sistema de apoyo: es donde se apoya la chapa antes de ser doblada.
- Punzón: parte móvil de la herramienta, la cual empuja la chapa contra la matriz.
- Control numérico: controla los ejes de la máquina, (movimiento del punzón, del sistema de apoyo de la chapa, de los topes, etc.).
- Dispositivo de accionamiento: aquí se encuentran todos los mandos para el accionamiento de la máquina.
- Matriz: parte fija del útil de doblado. La pieza, por su parte exterior, adoptará la forma de la matriz.

Las plegadoras se pueden clasificar en función del movimiento que describe el punzón. En nuestro caso, las plegadoras existentes en la planta serán de movimiento rectilíneo, ya que únicamente es móvil la parte superior de la misma, donde va montado el punzón.

El proceso de plegado comenzaría colocando la chapa sobre una matriz hasta hacer "tope" con unos tetones. El punzón de forma apropiada, y montado en la parte móvil superior de la plegadora, empujará la chapa contra la matriz, haciendo que adopte su forma. Tras esto, el punzón retrocederá y la pieza podrá ser extraída de la máquina.

Una vez doblada, la pieza va a adquirir, en la parte exterior de la dobladura, la forma del hueco de la matriz, mientras que en la parte interna coincide con la forma del punzón. [6]

Para planificar la producción es importante tener en cuenta el utillaje que se debe utilizar, ya que este puede variar según la pieza a fabricar, es decir, según el plegado que se quiera conseguir. El cambio de utillaje puede entrañar un problema en la producción y generar tiempos improductivos. Con lo cual, esta cuestión podrá ser preocupante en la fabricación de lotes pequeños o productos especiales, ya que deberá realizarse el reequipamiento (selección y montaje de las herramientas en posición de trabajo) con mucha más frecuencia.

En las siguientes imágenes se muestran las plegadoras presentes en la planta.





Figura 97. Plegadora Ajial de 6 metros de la planta



Figura 98. Plegadora Ajial de 3 metros de la planta

Procesos de arranque de viruta

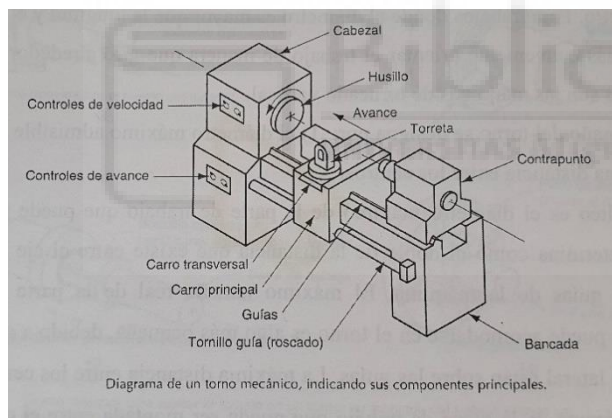
Estas operaciones de maquinado se realizarán una vez la pieza esté cortada o plegada, es decir, una vez se le haya aplicado todas las operaciones de manufactura previas al montaje.

Referido al volteador, las funciones que tendrán estas máquinas herramientas serán fundamentalmente las de realizar agujeros o el mecanizado de ejes.

- Torno mecánico

El torno mecánico es usado para torneado y operaciones afines. Se trata de una máquina herramienta muy versátil que se opera en forma manual y se utiliza ampliamente en producción media y baja.

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO



En la figura de la izquierda, se pueden ver los componentes que integran el torno. El cabezal contiene la unidad de transmisión que mueve el husillo, que hace girar al trabajo. Opuesta al cabezal está el contrapunto, que servirá de punto de apoyo y sujeción en caso de que la

pieza sea larga.

La herramienta de corte es sostenida por una torreta que se encuentra fijada al carro transversal, que a su vez se ensambla al carro principal. El carro principal se diseña para deslizarse sobre unas guías, de forma que hará posible el avance de la herramienta paralelamente al eje de rotación para ejecutar el torneado recto. Por otro lado, al mover el carro transversal, la herramienta puede avanzar radialmente dentro del trabajo. [7]



Figura 99. Torno mecánico

- Taladrado prensa

Se trata de la máquina herramienta estándar para taladrar, concretamente del tipo de taladro vertical. Existe la posibilidad de ubicar la máquina directamente en el suelo, o bien en una mesa de trabajo. Esta segunda modalidad se denominará taladro en banco y será la existente en la planta.

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO



Figura 100. Taladro en banco

El taladro se realiza por lo general con una herramienta cilíndrica rotatoria, llamada broca, que tiene dos bordes cortantes en su extremo.

La broca avanza dentro de la parte de trabajo estacionaria para formar un agujero cuyo diámetro está determinado por el diámetro de la broca.

Existen operaciones relacionadas con el taladrado, las cuales variaran según el tipo de broca utilizada y la forma de aplicación. La mayoría serán operaciones aplicadas con posterioridad al taladrado. Estas son el escariado, el roscado interior, el abocardado, el avellanado o el refrentado entre otras. Únicamente el punteado y el centrado se realizarán previamente. [8]

Imprimación y pintado

En general, en el pintado de las estructuras de acero será fundamental y de gran importancia prevenir la corrosión.

Las superficies metálicas deberán estarán limpias y libres de contaminantes. Para ello, se limpiarán las superficies mediante trapos empapados en disolvente, al igual que se eliminarán los contaminantes tales como suciedad y cascarillas de la soldadura con cepillos de alambre.

Para lograr una mayor durabilidad, sobre todo para aplicaciones que requieran gran exposición a agentes corrosivos; en ocasiones, antes de proceder al proceso de pintado, se llevara a cabo un proceso de chorreado abrasivo, con arena o granalla de acero.

El siguiente paso, sería aplicar una capa de imprimación el mismo día en que se efectúe el chorreado y no más tarde de las 4 ó 6 primeras horas siguientes a ser limpiados.

Por último, una vez secada la imprimación, será posible aplicar la pintura seleccionada. Se tratará de un esmalte acrílico base disolvente de excelente adherencia sobre acero, buen brillo y excelente resistencia a los agentes químicos, así como al agua, a la intemperie y a la corrosión. También posee muy buena resistencia a la abrasión y al desgaste. [9]

Maquinaria de apoyo

- Puentes grúa

A lo largo de la nave se distribuyen varios puentes grúa, los cuales trabajan a lo largo de las vigas longitudinales de la estructura. En total, la planta contará con 5 puentes grúa, cada uno con un tonelaje o capacidad de carga distinto, según el área de trabajo al que este destinada y el tipo de productos que deba manejar.

Este tipo de grúas son una solución ideal para el transporte y la elevación de cargas pesadas en naves industriales. Están diseñadas para permitir el movimiento en dos direcciones perpendiculares. Esto se debe a que el puente grúa se encuentra alojado en unos railes que posibilitan el movimiento rectilíneo

a lo largo de las vigas longitudinales de cada módulo de la nave. Por otro lado, a lo largo del puente podrá desplazarse de forma transversal, paralelo a la luz, el carro encargado de portar el gancho. Además, este tipo de grúas permiten alcanzar la máxima altura de gancho, lo que nos dará mayor solvencia a la hora de transportar los materiales.

Los modelos instalados en la fábrica serán de tipo monorraíl, y como dijimos antes, de varios tonelajes. El puente grúa de capacidad de carga 5 t estará situado en la zona de corte y plegado, ya que normalmente transportará materia prima o piezas ya conformadas según plano de fabricación. Los demás puentes grúa, de capacidad de carga 6,3 t, 10 t y 12,5 t, trabajaran en áreas de ensamblaje, donde tengan que elevar y desplazar subconjuntos o conjuntos terminados, con lo cual deben estar preparadas para mover cargas mucho más pesadas con solvencia.

A continuación, se muestran algunas fotografías de los puentes grúa existentes en la planta.





Figura 101. Puentes grúa existentes en la planta de producción

- Grúas pluma

Distribuida también por la planta, las grúas plumas complementaran el trabajo de transporte y elevación de materiales en la planta.

Las grúas pluma existentes en la planta serán del tipo mural LW, diseñadas para su fijación a una pared o columna. A pesar de que su capacidad de carga será considerablemente menor que la de los puentes grúa; serán más manejables y rápidas, ayudando de forma fiable y precisa en el transporte de piezas de poco peso. Se trata de una herramienta idónea para el fijado de piezas o partes pequeñas en el ensamblaje; así como para la colocación de materia prima de pequeñas dimensiones en las estaciones de corte y plegado.

En cuanto a sus características técnicas, ofrece un radio de giro de 180° con un alcance de brazo de hasta 7 m y una capacidad de carga de hasta 1 t.

A continuación, mostramos algunas fotografías de grúas pluma presentes en la planta:



Figura 102. Grúas pluma existentes en la planta

- Bancadas de montaje



Figura 103. Bancada de montaje existente en la planta

Las bancadas serán las mesas de trabajo sobre las cuales se ensamblarán los diferentes componentes del bastidor del volteador, así como otros subconjuntos.

Será de vital importancia mantener la zona de trabajo limpia y ordenada, para que el proceso de ensamblado sea lo más operativo posible.

- Gatos, sargentos y tornillos de apriete

Las herramientas manuales mencionadas tendrán la función de sujetar firmemente dos o más componentes que van a ser unidos; así como para sujetar firmemente la pieza en la que se vaya a trabajar sobre el banco o mesa de trabajo.

En general, su mecanismo se basa en dos mandíbulas unidas por una guía que son las que presionan las piezas. La presión se consigue mediante la utilización de un husillo o tornillo en una de ellas (o en las dos).

Con los sargentos y gatos se obtienen unas aberturas pequeñas, ideales para trabajar con piezas sueltas o para ensamblar subconjuntos de reducidas dimensiones. Para ensamblajes más grandes, se utilizará el tornillo de apriete, el cual nos permitirá fijar elementos con más versatilidad, ya que admite una abertura más grande.



Figura 104. Gato, sargento y tornillo de apriete

1.2.8.3 SECUENCIA DE OPERACIONES



Figura 105. Secuencia de operaciones del proceso de producción del volteador

En el esquema anterior se muestra, sintetizada, la secuencia de operaciones del proceso de fabricación del volteador. Mas abajo, se desarrollará brevemente cada una de las fases hasta llegar al producto final.

Se deberá desarrollar una adecuada planificación de las necesidades de materiales (MRP). Se descompondrá el producto final en sus componentes básicos y en función del tiempo de fabricación y aprovisionamiento, se decidirá cuando lanzar la compra y/o fabricación cada componente, de forma que se generen ordenes de producción y compra escalonadas en el tiempo.

También se deberá llevar a cabo una planificación de las necesidades de capacidad (CRP). A partir de las ordenes de producción generadas por el MRP, se verificarán las necesidades de capacidad para el proceso de fabricación de la máquina.

Una vez hemos trazado el plan a seguir, se asignará la producción planificada a cada centro de trabajo, se gestionarán los diferentes talleres y se controlará la ejecución de los distintos procesos para cumplir los plazos de entrega.

Se buscará, por tanto, conseguir la máxima optimización de los diferentes procesos, intentando reducir al mínimo los tiempos improductivos.

1º APROVISIONAMIENTO

Durante mi estancia durante el convenio de prácticas en la empresa, únicamente se llevó a cabo el diseño y modelado 3D del volteador. Dado que no llegó a elaborarse un MRP específico para este producto, y por ende a fabricarse, se considerará que vamos a disponer de todos los materiales necesarios a tiempo, de forma que no se genere ningún retraso en la producción.

Se pueden distinguir tres fases en referencia al aprovisionamiento:

- **Recepción materia prima:**
Serán los mismos proveedores, o empresas de logística subcontratadas por estos, los encargados de transportar la materia prima hasta la planta.
La descarga de material se realizará en la zona de aparcamiento anexa al acceso de la fábrica o en la misma puerta principal.
En caso de que fuese necesario, operarios de la fábrica ayudaran en la descarga mediante carretillas elevadoras eléctricas.
- **Almacenamiento en planta.**
Una vez descargado el material en la zona de acceso o aparcamiento, operarios de apoyo en planta, identificaran las diferentes unidades y las colocaran en su

zona asignada de forma manual o mediante la carretilla elevadora. El almacenamiento se realizará en estanterías o en pallets en el suelo.

En la planta, los almacenes estarán distribuidos según su relación con el flujo de producción; y los materiales más “populares” se ubicarán alrededor del punto de entrada-salida con el fin de reducir distancias recorridas.

Como se ha mencionado antes, cada producto tendrá su ubicación asignada, de forma que se facilitará el acceso, la manipulación y el control de inventario.

Las siguientes imágenes muestran algunas de las zonas del almacén de materia prima.





Figura 106. Almacenaje de materia prima en la planta de producción

- Control de inventario.
Una vez se ha almacenado la materia prima, los operarios confrontarán la relación entre el pedido y la entrega, es decir, se revisará que la calidad y cantidad del material recibido es correcta.
Pasado este primer control de inventario, se codificarán los distintos componentes suministrados satisfactoriamente, con el fin de poder lanzar los partes de trabajo.

A continuación, se muestra el listado de piezas que se tiene previsto manipular en la planta de producción, a excepción de los componentes del sistema hidráulico y de los rodamientos UCF, y la cantidad necesaria de cada una de ellas. Las tablas se clasificarán según el tipo de pieza; y los componentes aparecerán estructurados según la parte de la máquina a la que pertenezcan.

LISTADOS DE PIEZAS

PERFILERIA		PIEZA	UDS
PARTE FUJA	BASTIDOR	340853 ESTRUCTURAL 1490 INF LATERAL	2
		340854 ESTRUCTURAL 1163,5 VERTICAL	2
		340857 ESTRUCTURAL 600 45º 45º	2
		340858 ESTRUCTURAL 340 45º 45º	2
		340855 ESTRUCTURAL 1404 HORIZ INF	2
		340856 ESTRUCTURAL 404 TRANSVERSAL	2
		CONJUNTO MARCO PROTECCION	ANGULO INFERIOR 685
		ANGULO SUPERIOR 1098	2
		ANGULO INCLINADO 583	2
		ANGULO LATERAL LARGO 1500	2
		ANGULO LATERAL CORTO 1087	2
		MALLA PROTECTORA 1038x1440	2
	ACOMPLE RODAMIENTOS	EJE DE GIRO	2
	ANCLAJE CILINDRO	BULON ANCLAJE CIL SUP 125	2
PARTE MÓVIL	PIEZAS SUELTAS	ESTRUCTURAL TRAVESAÑO	1
		BARRA ANTIVUELCO	1
	SISTEMA DE PEINE		
	SISTEMA PEINE-ANCLAJES	CASQUILLO 65 35EXT-25INT	2
		BULON GARRA PEINE	6
	SISTEMA CIERRE-CONTRAPESA	EJE CONTRAPESA	1
		ESTRUCTURAL CONTRAPESA	1
		PLETINA SISTEMA CONTRAPESA	2

Figura 107. Listado de piezas de perfilería

CHAPAS		PIEZA	UDS
PARTE FUJA	BASTIDOR	CHAPA HUECO 95X95X4	4
		ANCLAJE CILINDRO	
		BANDEJA GRUPO HIDRÁULICO 402X368X4	1
		SOPORTE CUADRO MANDO 300X200X4	1
	COBERTOR CUADRO MANDO 432X100X4	1	
PARTE MÓVIL	PIEZAS SUELTAS	ABOCADOR 1904X800X4	1
		SISTEMA DE PEINE	
	SISTEMA CIERRE-CONTRAPESA	CHAPA CIERRE 1100X140X4	1
		CHAPA HUECO 95X55X4	2

Figura 108. Listado de piezas de chapa

CORTE LASER		PIEZA	UDS
PARTE FUJA	ACOMPLE RODAMIENTOS		
		TAPA COBERTURA ROD	2
		TAPA EXT RODAMIENTO	2
		TAPA INT RODAMIENTO	2
		PLETINA FIJACIÓN AXIAL	2
		ARANDELA EJE DE GIRO TOPE	2
		ARANDELA COBERTURA EJE DE GIRO	2
	ANCLAJE CILINDRO		
		ARANDELA BULON ANCLAJE CIL	2
CORTE PLASMA		PIEZA	UDS
PARTE FUJA	ANCLAJE CILINDRO		
		CARTELA ANCLAJE SUPERIOR CILINDRO	2
		CARTELA ANCLAJE INFERIOR CILINDRO	2
PARTE MÓVIL	PIEZAS SUeltas		
		BRAZO GIRO	2
		AGARRE	2
		PESTAÑA DE SEGURIDAD	2
		ARANDELA BARRA ANTIVUELCO	2
	SISTEMA DE PEINE		
	SISTEMA PEINE-ANCLAJES		
		CARTELA PEINE	1
		PLETINA ANCLAJE DEL SISTEMA DE PEINE	2
		PLETINA OBLICUA	2

Figura 109. Listado de piezas de corte

SUMINISTROS INDUSTRIALES		PIEZA	UDS
PARTE FUJA	ACOMPLE RODAMIENTOS		
		TORNILLO HEXAGONAL M12X40 DIN 931	4
		ARANDELA PLANA M12 DIN 125	4
		TUERCA HEXAGONAL M12 DIN 943	4
PARTE MÓVIL	PIEZAS SUeltas		
		TORNILLO HEXAGONAL M12X45 DIN 931	2
		TORNILLO HEXAGONAL M12X50 DIN 931	2
		ARANDELA PLANA M12 DIN 125	2
		TUERCA HEXAGONAL M12 DIN 943	2
		TORNILLO HEXAGONAL M14X55 DIN 931	8
		ARANDELA PLANA M14 DIN 125	16
		TUERCA HEXAGONAL M14 DIN 943	8
		TORNILLO HEXAGONAL M12X35 DIN 931	8
		ARANDELA PLANA M12 DIN 125	8
		TUERCA HEXAGONAL M12 DIN 943	8
		TORNILLO HEXAGONAL M12X45 DIN 931	8
		ARANDELA PLANA M16 DIN 125	8
		TUERCA HEXAGONAL M16 DIN 943	8
	SISTEMA DE PEINE		
	SISTEMA PEINE-ANCLAJES		
		TORNILLO HEXAGONAL M12X45 DIN 931	4
		ARANDELA PLANA M12 DIN 125	4
		TUERCA HEXAGONAL M12 DIN 943	4

Figura 110. Listado de suministros industriales

Teniendo definida la lista de despiece de la máquina, es decir, el conjunto de piezas que la forman, se deberá elaborar un listado de la materia prima a solicitar a los proveedores. Más adelante, en el capítulo 4 referido a los presupuestos, en el apartado de mediciones, se mostrarán las necesidades de material para llevar a cabo la fabricación del volteador.

Se ha de añadir que, normalmente, la planta de producción poseerá stock de materia prima de perfilería y chapa de acero ST 37, así como de tornillería, ya que se trata de materiales ampliamente usados para el tipo de maquinaria que se manufactura en la planta.

2º DISTRIBUCIÓN DE MATERIALES A LAS AREAS DE TRABAJO

Una vez se tiene toda la materia prima ubicada en el almacén, se distribuirá manualmente o por medio de carretillas elevadoras a los respectivos puestos de trabajo, según los flujos de material previstos en la planificación.

El almacenaje de los materiales se diseñará de forma que los materiales se encuentren lo más cerca posible a los diferentes puestos de trabajo, permitiendo así flujos de material más ágiles y operativos.

Es importante que las diferentes áreas de trabajo se encuentren ordenadas y accesibles, con el fin de facilitar la descarga de material. De esta forma se evitará la formación de cuellos de botella y, por tanto, no se generarán tiempos improductivos.

3º PROCESOS INTERMEDIOS: CORTE, PLEGADO Y OPERACIONES SECUNDARIAS

En primer lugar, se definen como procesos intermedios al corte, plegado, torneado y taladrado.

Normalmente, el primer paso será aplicar la operación de corte a las materias primas con dimensiones estándares, buscando conseguir los productos intermedios con las medidas finales, especificadas en los planos de fabricación. En algunos casos, habrá componentes que serán suministrados con las dimensiones adecuadas para el montaje. Estas piezas no requerirán de operaciones de corte, aunque es posible que sí necesiten otro tipo de operaciones intermedias, si así se indica en los planos de fabricación.

Posteriormente, los componentes que así lo requieran, deberán someterse a operaciones adicionales, ya sea plegado, torneado o fresado.

Para la manipulación de las piezas en las diferentes áreas de trabajo, los operarios se apoyarán en los puentes grúa y las grúas pluma, estas últimas normalmente ubicadas en cada una de las estaciones. Permitirán la colocación de la pieza en la posición de trabajo,

la retirada de la misma una vez acabado el ciclo y su posterior colocación en almacenes intermedios anexos a cada zona.

4º ENSAMBLADO

Los diferentes subconjuntos se ensamblarán sobre la bancada o mesa de trabajo. Los componentes se colocarán en su posición de montaje según los planos de subconjunto. Por medio de tornillos de apriete y sargentos, se fijarán las posiciones de montaje y se puntarán las uniones mediante equipos de soldadura MIG, tal y como expusimos anteriormente. Una vez asegurada la unión, se realizarán los pertinentes cordones de soldadura en las juntas.

1º) ENSAMBLAJE DEL BASTIDOR

El bastidor estará compuesto prácticamente por tubos estructurales de acero, los cuales habrán sido cortados en la anterior etapa del proceso y, por tanto, estarán a disposición para el montaje.

Como punto de partida, se comenzará uniendo los estructurales horizontales inferiores y transversales, que forman la base del bastidor; y a partir de ahí se irán montando el resto de los componentes en sus posiciones correspondientes.

A la derecha se muestra una ilustración del ensamblaje del bastidor explosionado.

Los operarios deberán ser lo más precisos posible en las operaciones de corte de los estructurales, sobre todo en las relativas a los perfiles verticales y horizontales inferiores, elementos que definirán las dimensiones características del volteador.

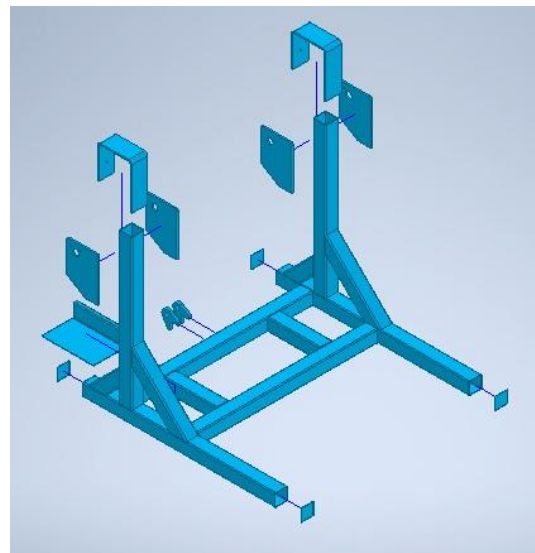


Figura 111. Explosionado del subconjunto bastidor

2º) MONTAJE PARTE MOVIL Y ACOPLAMIENTO RODAMIENTOS

- Montaje parte móvil

Con el bastidor ensamblado, el siguiente paso será el montaje de los tres elementos principales de este subconjunto. Se unirán los brazos de giro mediante la soldadura del perfil estructural travesaño a las caras internas de estos. Para asegurar la estabilidad, se atornillará la barra antivuelco en la parte inferior de los brazos, en la posición expuesta en la memoria descriptiva.

Una vez se tiene definido el ancho característico entre los brazos, y asegurada la posición relativa entre ambos, se soldará el abocador a las caras internas de los brazos.

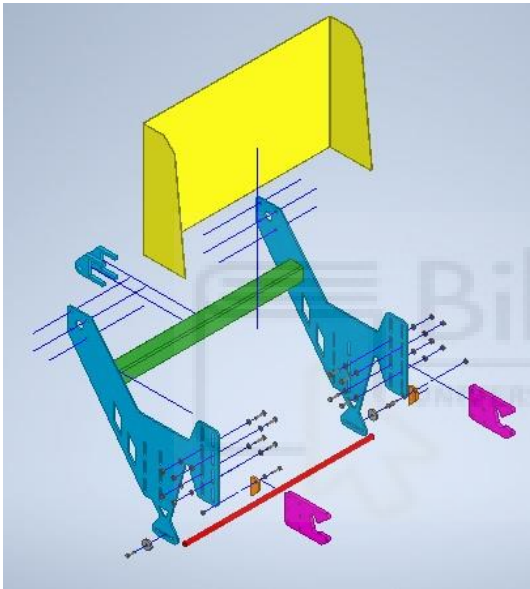


Figura 112. Subconjunto parte móvil

Los agarres del contenedor se fijarán mediante tornillería a los brazos de giro, así como las pestañas de seguridad. Será importante dotar a los tornillos y tuercas del apriete necesario, ya que la fricción entre ambas placas favorecerá la unión entre ambos componentes. Se utilizarán tornillos de apriete para ubicarlos en su posición de funcionamiento.

Por último, se soldará el anclaje superior del cilindro y se unirá por medio de fijadores el rodamiento UCF al brazo de giro.

Serán de vital importancia que las operaciones de manufactura previas se hayan llevado a cabo con bastante precisión. Se necesitarán tolerancias considerablemente ajustadas, de lo contrario tendremos que modificar la longitud, haciendo uso de la amoldadora radial, para conseguir el ajuste deseado. Este tipo de correcciones “sobre la marcha” generarán tiempos improductivos.

- Acoplamiento del eje de giro a los rodamientos

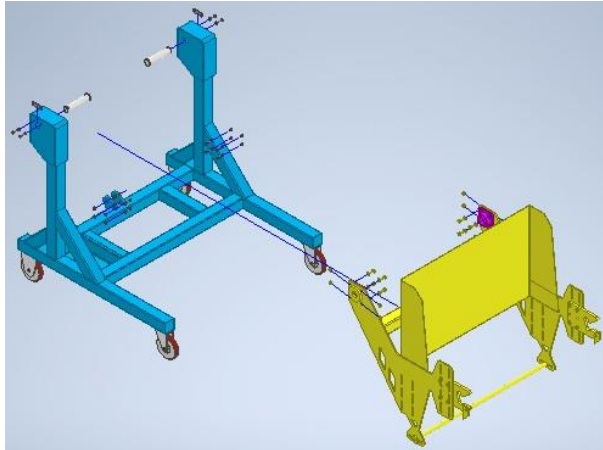


Figura 113. Acople del eje de giro - unión del bastidor con la parte móvil

En esta fase se ensamblarán el subconjunto parte móvil al bastidor, uniendo ambas partes mediante los ejes de giro. Los operarios se servirán de la grúa pluma presente en el puesto de trabajo y de elementos de sujeción para la fijación de las diferentes partes. Una vez fijados los componentes, se introducirán los bulones en los rodamientos UCF y se harán pasar por los agujeros de las tapas interior y exterior en cada lado de la máquina.

Para conseguir que los ejes permanezcan fijos en las direcciones axial y radial, y el giro quede también restringido, se atornillarán sendas pletinas en las tapas exteriores de ambos lados, de forma que estas queden alojadas en las ranuras de los ejes.

- Montaje marcos protectores

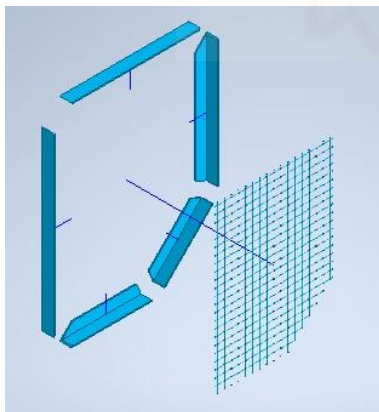


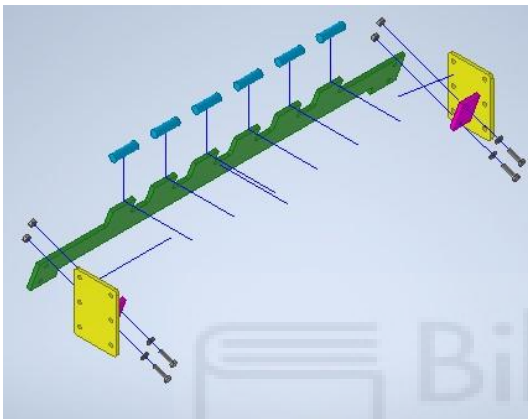
Figura 114. Montaje subconjunto marco protector

Simultáneamente a las dos fases anteriores sería posible el montaje del marco protector. Este se ensamblará formando un subconjunto que posteriormente se soldará al bastidor en la posición indicada en los planos de fabricación.

3º) MONTAJE SISTEMA DE ANCLAJE PEINE Y SISTEMA CONTRAPESA PEINE

Al igual que para el montaje del marco protector, en caso de contar con la capacidad suficiente en la planta de producción, el montaje del sistema de peine es posible acometerlo paralelamente a la fase anterior, relativa al acoplamiento del eje de giro a los rodamientos y a la unión de la parte móvil al bastidor.

Por un lado, se ensamblará el sistema de anclaje del peine y por otro, el sistema de contrapesa, para posteriormente ensamblarse ambos al conjunto formado por el bastidor y la parte móvil.



Para el primero, a cada cartela de anclaje se le soldará, con la inclinación dada en los planos de conjunto, la pletina que hará la función de soporte de la cartela con la geometría de peine. Esta última se fijará al soporte por medio de tornillería. Por último, los redondos que harán la función de garras, y que vendrán ya cortados de un proceso intermedio, se soldarán a los extremos de cada uno de los salientes del peine.

Figura 115. Ensamblaje del sistema de peine -anclajes

En el subconjunto del sistema de contrapesa, se partirá de la chapa de presión y se irán ensamblando el resto de los componentes sobre ella. En primer lugar, se ubicará y soldará el eje de cierre y a continuación, las pletinas normalizadas provenientes de corte. Por último, se soldará la contrapesa y los retales de chapa que tapan los huecos del estructural.

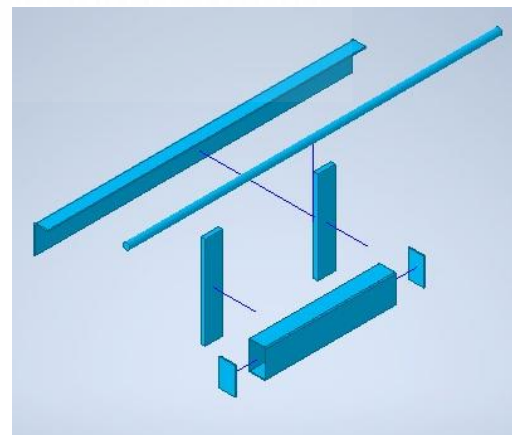


Figura 116. Ensamblaje del sistema de contrapesa

4º) ACOPLAMIENTO DEL SISTEMA DEL PEINE

Ensamblados los dos subconjuntos del sistema de peine, se procederá sucesivamente al acoplamiento de ambos en la parte móvil del volteador.

Primero se ubicará en la posición de funcionamiento el sistema de anclaje del peine y se fijará mediante tornillería. Al igual que en el caso del montaje de los agarres del

contendor en el brazo, a la unión se le debe aportar un apriete necesario para que la fricción mantenga unidas las placas sin sobrecargar los pernos.

Para posibilitar la unión del sistema de contrapesa al sistema de anclaje del peine, se deberán dejar sin soldar los casquillos para previamente introducir en ellos el eje de la contrapesa. Los casquillos, ya con el eje introducido, se soldarán en su posición de montaje, quedando así unidos ambos subconjuntos.

5º) MONTAJE DEL SOPORTE DEL CUADRO DE MANDO

Una vez se ha prácticamente soldado la máquina, se procederá a soldar el soporte del cuadro de mando sobre uno de los marcos protectores según planos de fabricación.

6º) COLOCACION DE RUEDAS

Para permitir que los operarios puedan llevar a cabo la unión de las ruedas al volteador, deberá elevarse la máquina por medio de uno de los puentes grúas, ya que el peso del conjunto será considerable.

Las uniones de las ruedas al bastidor se realizarán por medio de tornillería.

5º ACABADOS SUPERFICIALES, IMPRIMACIÓN Y PINTADO DE LA MAQUINA

Como ya expusimos en un apartado anterior, las fases del proceso de pintado serán las siguientes:

- Limpieza
La superficie debe estar compacta, seca, libre de polvo, sales, partes sueltas o mal adheridas o cualquier tipo de contaminación que pueda intervenir en la adherencia del sistema. Independientemente de cuál sea el soporte a pintar, se deberá homogeneizar el aspecto y corregir las posibles diferencias de textura, brillo y absorción.
- Imprimación
Una vez la superficie se encuentre en óptimo estado de limpieza, se aplicará una imprimación sintética. El tipo de imprimación seleccionada de la marca TKROM garantiza una gran facilidad de aplicación y ofrece niveles aceptables de protección de las superficies.

El tiempo de secado será aproximadamente de 24h, momento a partir del cual se podrá ejecutar la fase de pintura.

- **Pintado**
La máquina se pintará con esmalte acrílico multisuperficie de alta resistencia e la marca TKROM. Este tipo de producto proporciona altas prestaciones de lavabilidad, resistencia y durabilidad.
El RAL elegido para el pintado de los componentes de acero del volteador será el 906 Azul luminoso.
- **Secado**
El secado total de las superficies oscilará entre 30 minutos y una hora. Para el repintado se deberá esperar 1 hora y media.

6º INSTALACION DEL SISTEMA HIDRÁULICO

La instalación de la minicentral hidráulica, del cilindro, las conexiones del circuito y el cuadro de mando serán llevadas a cabo por personal cualificado por parte de la empresa suministradora. Serán los encargados del montaje en la máquina y del testado de funcionamiento del sistema.

7º REVISION FINAL

Se considera finalizado el proceso de montaje del volteador. Se realizará una revisión final por parte de operarios especializados y el ingeniero al cargo del proceso, realizando varios ciclos de volteo con el fin de verificar el correcto funcionamiento y detectar posibles deficiencias en el ensamblaje.

8º ALMACENAJE DE PRODUCTO ACABADO

Se concluirá el proceso de fabricación con el almacenaje del producto acabado. Este se transportará desde su lugar de testado final hasta el almacén de productos finales, mediante una carretilla elevadora.

Permanecerá en dicha área listo para ser entregado al cliente o a las empresas de logística subcontratadas por estos.

Se tendrá lista toda la documentación pertinente relativa al volteador para el momento de la entrega.

Los operarios de apoyo de la planta asistirán al personal de la empresa de logística para la carga de la maquinaria en el transporte.

1.2.8.4 CONTROL Y SUPERVISIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN

- Primera supervisión de materiales recibidos en almacén.
- Revisiones en centros de corte y plegado por parte de operarios especializados y jefes de taller.
- Revisión de montaje y ensamblaje juntamente con los ingenieros de la oficina técnica.
- Valoración (y testado) de las soldaduras por operarios especializados.
- Seguimiento de las diferentes tareas asignadas a los operarios. Control por medio de partes de trabajo. Una vez se finaliza la tarea se introduce la orden correspondiente al parte de trabajo en el sistema ERP, y el jefe de planta supervisa la correcta realización de la tarea, o asesora a los operarios en caso de problemas durante la realización del trabajo. En los partes de trabajo viene indicado el tiempo estimado de realización, con el fin de subsanar posibles tiempos improductivos en el proceso. También se indica el puesto de trabajo, el número de unidades a realizar y un plano de fabricación adjunto.

1.2.9 PROCESO DE SOLDADURA

El proceso de soldadura que se utilizará para el ensamblaje de las diferentes piezas y subconjuntos de la máquina será del tipo GMAW, o también denominado anteriormente MIG. Estas siglas podríamos traducirlas como “Soldadura por arco metálico con gas protector”. Por tanto, esta modalidad se clasifica dentro la categoría de soldadura con arco y electrodo consumible.

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

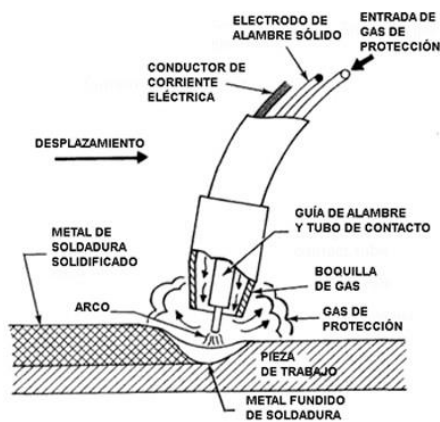


Figura 117. Esquema principio de funcionamiento de la soldadura GMAW

En todos los tipos de soldaduras con arco, el calor requerido se obtiene de la energía eléctrica. Se produce un arco entre la punta del electrodo y la de la pieza que se va a soldar, mediante una fuente de alimentación de CC o CA. En la soldadura GMAW se protege el área de soldadura con una atmósfera inerte de gas o de una mezcla de gases; y el alambre desnudo se alimenta al arco de forma automática a través de una boquilla.

En el caso de la fabricación del volteador, la transferencia de metal será por aspersion o atomización. Pequeñas gotas de metal fundido del electrodo pasan al área de soldadura de forma ininterrumpida, con una frecuencia de varios cientos por segundo. En este método de transferencia se usan corrientes y voltajes altos, así como electrodos de gran diámetro. El gas de protección será el argón o una mezcla rica en este elemento; lo cual permite una transferencia libre de salpicaduras y muy estable. Para que el arco se comporte de la manera buscada, se utiliza polaridad positiva o inversa. El efecto que realiza la utilización de la polaridad positiva es muy importante, ya que se traduce en una acción limpiadora sobre el baño de fusión.

Una de las limitaciones de esta soldadura es que genera un baño de fusión muy fluido y, por tanto, difícil de controlar en determinadas posiciones. Existe una variación de la técnica llamada soldadura pulsada. Se puede reducir la corriente promedio necesaria para este proceso usando un arco pulsado, que sobrepone impulsos de gran amplitud a una corriente baja y continua. Esta variante se denomina soldadura pulsada, y es idónea para trabajar en cualquier posición y en materiales pesados.

POSIBILIDADES DEL PROCESO

- Adecuado para soldar diversos metales ferrosos y no ferrosos
- Usado de forma extensa en la industria de la fabricación metálica.
- Capaz de soldar piezas de espesores a partir 2,4 mm.
- Penetración de soldadura muy buena, recomendado para espesores grandes.
- Proceso versátil y rápido.
- Facilidad para capacitar a los operadores.

- La productividad aumenta considerablemente en comparación con otras técnicas de soldadura.
- Proceso fácil de automatizar y de implementar en sistemas de manufactura flexible.
- Costo del equipo económico. Suele rondar entre los 1.000 a 3.000€

Esquema de un equipo GMAW

En la ilustración de la derecha se puede observar los componentes que conforman un equipo de soldadura GMAW y como se conectan entre sí.

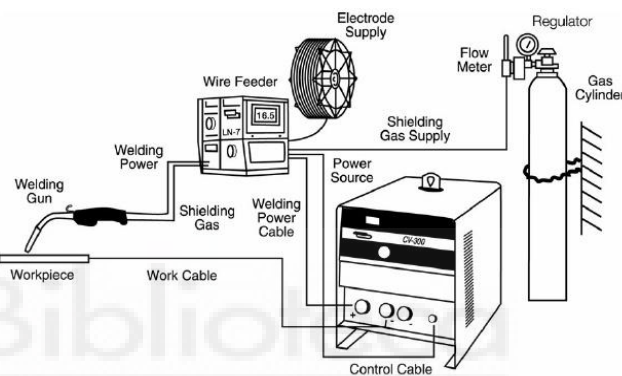


Figura 118. Esquema de componentes de la soldadura GMAW

En las operaciones de soldadura se utilizarán elementos de sujeción, como sargentos, gatos o tornillos de apriete, para fijar los diferentes componentes según el plano de conjunto y poder ensamblar las diferentes piezas en su posición exacta.

Para asegurar y fijar el acoplamiento de las diferentes piezas del ensamblaje, se punteará en los extremos y puntos medios de las uniones, y posteriormente se realizará el cordón de soldadura continuo a lo largo de la junta. Es muy importante antes de realizar cualquier proceso de soldadura, aplicar spray antiadherente sobre la superficie de trabajo para evitar la adherencia de escoria y de proyecciones generadas por la soldadura.

Otra cuestión vital durante la operación será mantener el área de soldadura limpia. Esto se conseguirá por medio de un cepillo de alambres, el cual se utilizará después de cada pasada, una vez la soldadura se haya enfriado, para descascarar la escoria resultante durante la aplicación del arco eléctrico. [10]

Antes de empezar a soldar cualquier pieza, el operario deberá calibrar la máquina de forma que los valores de voltaje y velocidad de desplazamiento del alambre sean óptimos para conseguir un buen cordón de soldadura.



Figura 119. Equipos de soldadura GMAW existentes en la planta de producción.

Para desarrollar los diferentes procesos de soldadura, en la planta predominan los equipos de soldadura de la marca ESAB y modelo LAW 420 W. Estos equipos poseen las siguientes características:

- Carga permitida al 100% 280 A/28V
- Carga permitida al 60% 350 A/32V
- Carga permitida al 45% 400 A/34V
- Campo de regulación (DC): 40A/16V-400A/34V
- tensión en circuito abierto: 53-58V.
- Dimensiones aproximadas de la máquina: 1000 x 650 x 1400 mm.
- Peso aproximado: 200 kilos.

Por desgracia, no siempre el resultado de los cordones es satisfactorio, lo que puede tener un impacto importante en la durabilidad y funcionalidad de la unión. Las interrupciones en los cordones de soldadura y las salpicaduras de soldadura, entre otros defectos, favorecerán la corrosión del material.

1.2.10 SISTEMA HIDRÁULICO

El grupo hidráulico que se instalará en la máquina estará compuesto por los siguientes componentes:

- Cilindro hidráulico de doble efecto
- Minicentral hidráulica

Se puede deducir, que la elección de la minicentral hidráulica estará sujeta a la selección del cilindro. Se plantea instalar un cilindro hidráulico de doble efecto estándar de la marca Cicrosa, modelo 1002/6 con las siguientes características técnicas:

- Fuerza de empuje máxima: aproximadamente 4.000 kg
- Presión de trabajo máxima: 200 bar
- Presión de prueba: 300 bar
- Velocidad máxima de utilización: 0,5 m/seg
- Rango de Tª de trabajo: de -30°C a 90°C
- Carrera: 600 mm
- Distancia entre ejes: 820 mm

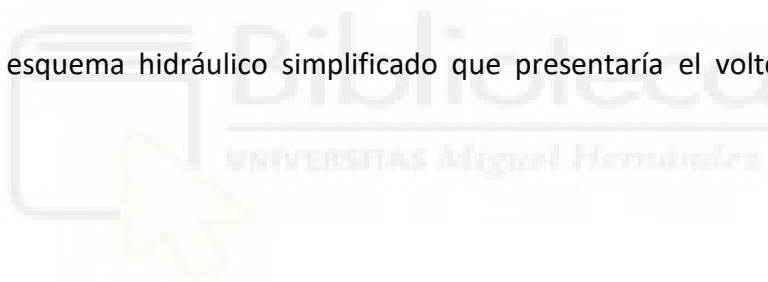
- Diámetro del embolo: 30 mm
- Diámetro del pistón: 50 mm
- Diámetro exterior de la camisa: 60 mm
- Peso: 10,34 kg
- Capacidad de aceite: 1,2 l

Más adelante, dentro del capítulo de “Cálculos justificativos”, en el epígrafe 1.3.2, se desarrollarán los criterios que se han seguido para la selección del actuador en cuestión.

Una vez se ha llevado a cabo el diseño del cilindro y se conocen las especificaciones técnicas del mismo, en vez de adquirir el resto de los elementos que componen el grupo hidráulico por separado, se opta por instalar una minicentral hidráulica compacta de la misma marca que el cilindro.

Por medio de asesoramiento por parte del fabricante, el modelo elegido es el “CHC-DE-B-2.7-5LT/H-T6-1-H24DCOVC-F2-250b”. Dicho modelo no es estándar, sino que se trata de un grupo hidráulico fabricado a medida según las especificaciones del cilindro.

Por tanto, el esquema hidráulico simplificado que presentaría el volteador sería el siguiente:



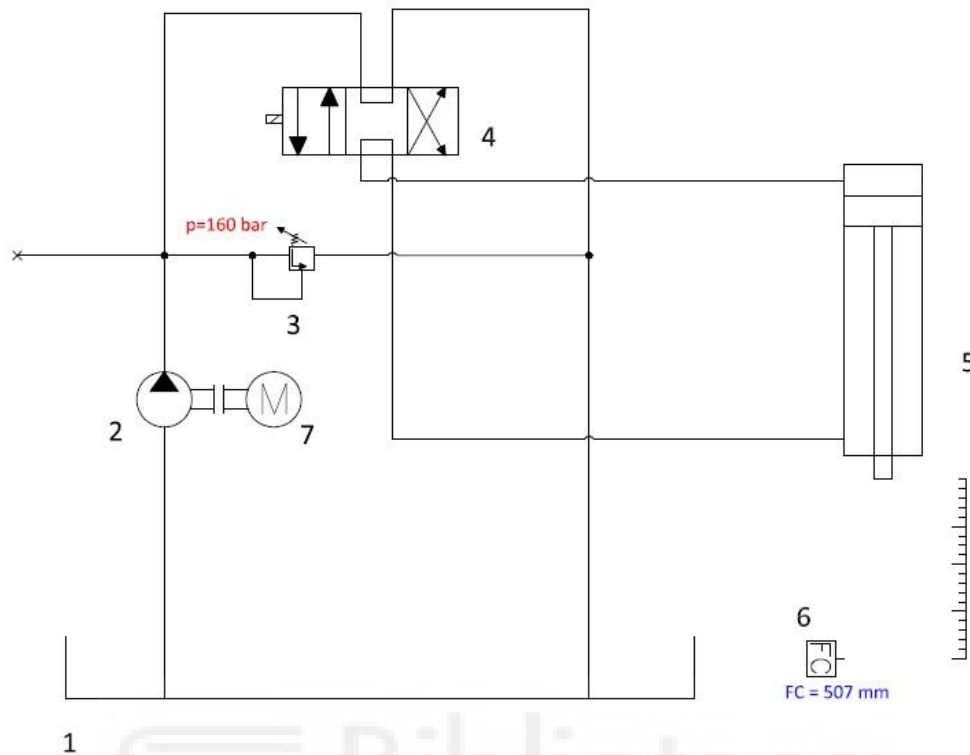


Figura 120. Esquema de conexión del sistema hidráulico

Siendo los componentes numerados:

- 1- Depósito de aceite
- 2- Bomba hidráulica unidireccional
- 3- Válvula de alivio de presión
- 4- Válvula de 4 vías y 3 posiciones
- 5- Cilindro hidráulico de doble efecto
- 6- Final de carrera
- 7- Motor eléctrico

A excepción del cilindro, todos los anteriores componentes integrarían la minicentral hidráulica compacta, la cual además contará con:

- Filtro de aceite.
- Tuberías y conexiones.
- Toma para conexión eléctrica a la red (corriente alterna).
- Cuadro de mando con botonera y soporte.

Dado que la velocidad del ciclo es baja y a velocidad constante, la centralita trabajará con un caudal bajo y el cilindro con una presión de aproximadamente 152 bar, como se expondrá más adelante.

El tipo de aceite utilizado será el ISO viscosidad clase HVLP 22. Se trata de un aceite hidráulico universal de alto índice de viscosidad con características antioxidantes y antidesgaste recomendado para los sistemas hidráulicos de máxima exigencia.

1.3 CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

1.3.1 CÁLCULO DE LA CARGA A ELEVAR

El objetivo de este cálculo será hallar la fuerza de empuje que deberá realizar el cilindro hidráulico para elevar el contenedor.

Para ello, procederemos con un análisis estático por medio del cual determinar las cargas que intervienen en el sistema.

Para el cálculo se contemplarán las siguientes consideraciones:

- Para simplificar el cálculo se realizará un análisis en 2D de la máquina, centrándonos únicamente en uno de los lados (brazo-agarre).
- Se considera la máquina simétrica.
- Se considera que el peso a elevar será la carga nominal del contenedor y el peso propio de la parte móvil o parte a elevar.
- Se situará la carga P en el centro de gravedad de los elementos móviles de la máquina.
- Considerando que el ángulo θ será el ángulo girado por la máquina. Al partir de la posición en reposo de la máquina, el punto de partida para el cálculo del resto de parámetros será suponer $\theta = 0$.
- El ciclo de volteo consta de un giro que comienza en 0° y finaliza en 140° con la descarga del residuo.
- Por tanto, el presente cálculo se enfocará en determinar el punto más desfavorable, es decir, el ángulo que corresponde a la máxima fuerza de empuje que ha de realizar el cilindro hidráulico.

- Según el diseño de la máquina, en estado de reposo el cilindro hidráulico forma un ángulo $\varphi = 80^\circ$ con la horizontal.

Para obtener la fuerza del cilindro hidráulico se procederá con dos análisis distintos, tomando en cada uno una carga distinta a voltear. Por un lado, se considerará que C será la carga nominal del contenedor. Este peso a elevar será igual a 440Kg, tal y como se especifica en la ficha técnica del contenedor de 1100L. Por otro lado, se definirá como P el peso propio de los elementos a elevar por el pistón. Esta carga será igual a la suma de cada una de las piezas a voltear siendo aproximadamente de 200 kg.

Sumando las fuerzas halladas $F_{PISTON1}$ y $F_{PISTON2}$, se podrá obtener el valor buscado F_{PISTON} .

ANÁLISIS CARGA NOMINAL CONTENEDOR

A continuación, se elabora el diagrama de cuerpo libre para ver cómo se distribuyen las cargas y poder plantear las ecuaciones.

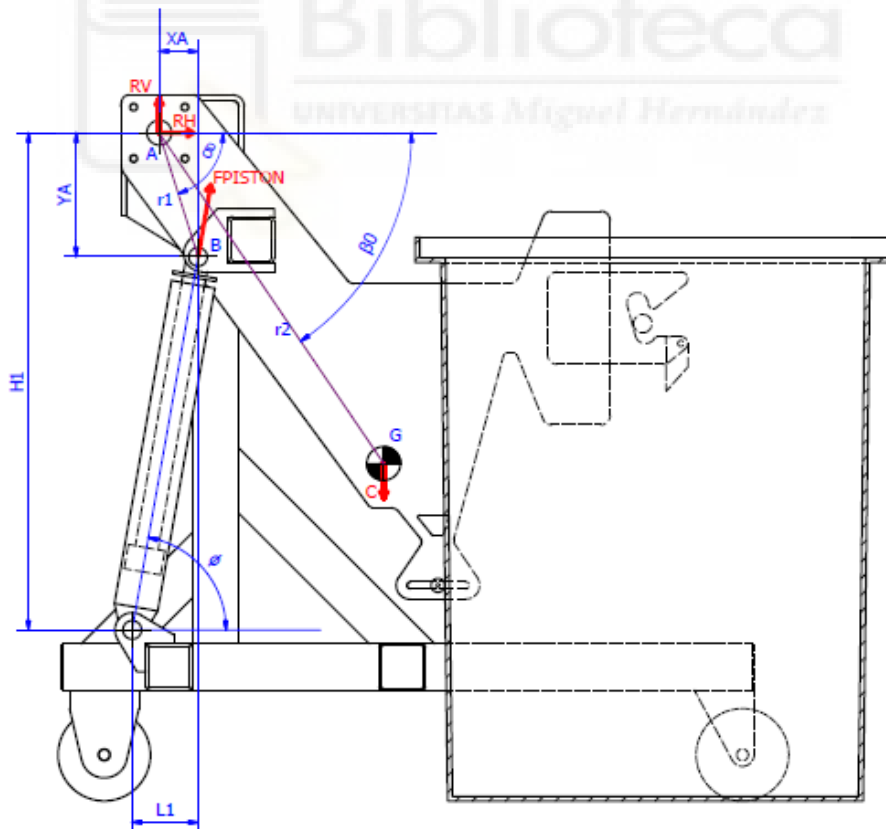


Figura 121. Diagrama de solido libre – Estudio 1. Análisis de cargas del volteador

Se definen los parámetros que poseerán un valor constante:

C: carga nominal del contenedor = 440 Kg = 4.400 N

r_1 : segmento comprendido entre el punto de giro (A) y el anclaje superior del pistón (B) = 281,261 mm

r_2 : segmento comprendido entre el punto de giro (A) y el centro de gravedad (G1) = 864,896 mm

α_0 : ángulo que forma r_1 con la horizontal con la máquina en reposo = 72,65°

β_0 : ángulo que forma r_2 con la horizontal con la máquina en reposo = 55,86°

H1: distancia vertical desde punto de anclaje inferior y punto de anclaje superior del cilindro = 1.076 mm

L1: distancia horizontal desde punto de anclaje inferior y punto de anclaje superior del cilindro = 58,5 mm

Ahora se procede a definir las incógnitas que se observan en el diagrama de cuerpo libre:

θ (°): ángulo girado por la máquina.

α_1 (°): ángulo que forma r_1 con la horizontal a un determinado giro θ de la máquina.

β_1 (°): ángulo que forma r_2 con la horizontal a un determinado giro θ de la máquina.

X_A (mm): cota horizontal entre el punto de giro y el anclaje superior del cilindro.

Y_A (mm): cota vertical entre el punto de giro y el anclaje superior del cilindro.

F_{PISTON} (N): carga que debe superar el cilindro hidráulico.

Φ (°): ángulo que forma F_{PISTON} con la horizontal a un determinado giro θ .

R_H (N): reacción horizontal en el apoyo A (punto de giro de la máquina).

R_V (N): reacción vertical en el apoyo A (punto de giro de la máquina).

Como ya se ha expuesto anteriormente, asumiremos que la máquina se encuentra en el momento inicial de elevación de la carga, que es a priori el más desfavorable. Consideraremos por tanto que el ángulo girado en ese momento es $\theta = 0^\circ$.

Sabiendo que se tiene:

$$\alpha_0 = 72,65^\circ$$

$$\beta_0 = 55,86^\circ$$

Se podrán calcular los ángulos en el momento inicial de la cargada con las fórmulas siguientes:

$$\alpha_1 = \alpha_0 - \theta \qquad \alpha_1 = 72,65^\circ - 0^\circ = \mathbf{72,65^\circ}$$

$$\beta_1 = \beta_0 - \theta \qquad \beta_1 = 55,86^\circ - 0^\circ = \mathbf{55,86^\circ}$$

Teniendo estos ángulos iniciales y hallando el valor de las cotas X_A e Y_A ; será posible determinar el valor del ángulo Φ :

$$X_A = r_1 \cdot \cos(\alpha_1) \qquad X_A = 281,261 \text{ mm} \cdot \cos(72,65^\circ) = \mathbf{83,87 \text{ mm}}$$

$$Y_A = r_1 \cdot \sin(\alpha_1) \qquad Y_A = 864,986 \text{ mm} \cdot \sin(72,65^\circ) = \mathbf{268,46 \text{ mm}}$$

$$\Phi = \arctan\left(\frac{H_1 - Y_A}{L_1 - X_A}\right) \qquad \Phi = \arctan\left(\frac{1076 \text{ mm} - 268,46 \text{ mm}}{58,5 \text{ mm} - 83,87 \text{ mm}}\right) = \mathbf{80^\circ}$$

Una vez hallados todos estos parámetros, se plantean las ecuaciones de equilibrio que rigen la máquina según el diagrama de cuerpo libre que hemos elaborado.

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum M_B = 0$$

Se obtienen las siguientes expresiones:

$$R_H + (F_{\text{PISTON1}} \cdot \cos(\Phi)) = 0$$

$$R_V + (F_{\text{PISTON1}} \cdot \sin(\Phi)) = P$$

$$P \cdot (r_2 \cdot \cos(\beta_1) - X_A) + (R_H \cdot Y_A) + (R_V \cdot X_A) = 0$$

Primero se despeja R_H del sumatorio de momentos en el punto B:

$$R_H = \frac{P \cdot (r_2 \cdot \cos(\beta_1) - X_A) + (X_A \cdot P)}{- (Y_A + X_A \cdot \tan(\Phi))}$$

$$R_H = \frac{4.400 \text{ N} \cdot (864,896 \text{ mm} \cdot \cos(72,65^\circ) - 83,87 \text{ mm}) + (83,87 \text{ mm} \cdot 4.400 \text{ N})}{- (268,46 \text{ mm} + 83,87 \text{ mm} \cdot \tan(80^\circ))} = \mathbf{-2.869,87 \text{ N}}$$

Por tanto, ya se puede hallar el valor buscado de la $F_{PISTON1}$:

$$F_{PISTON1} = \frac{-R_H}{\cos(\Phi)}$$

$$F_{PISTON1} = \frac{-2.869,87 \text{ N}}{\cos(80^\circ)} = \mathbf{16.528,736 \text{ N}}$$

Si se despeja $F_{PISTON1}$ en los sumatorios de fuerzas en eje x y en eje y posteriormente se iguala en ambas ecuaciones, se puede calcular también R_v , aunque fuera necesario para determinar $F_{PISTON1}$.

$$R_v - R_H \cdot \tan(\Phi) = P$$

$$R_v = P + R_H \cdot \tan(\Phi) = 4.400 \text{ N} - 2.869,87 \text{ N} \cdot \tan(80^\circ) = \mathbf{11.877,682 \text{ N}}$$

Hallada la fuerza de empuje que debe realizar nuestro cilindro hidráulico para vencer la carga máxima del contenedor; se deberá comprobar que, tal y como se predijo en nuestra hipótesis inicial, el punto más desfavorable se situará en el instante inicial del ciclo. En este momento consideramos que el ángulo de giro de la máquina θ es igual a 0.

Por tanto, para verificar que no hay ningún ángulo que nos produzca una fuerza del cilindro superior a la obtenida con $\theta = 0$; se procederá dando valores a este ángulo con un incremento de 5° y manteniendo el resto de los parámetros iniciales constantes.

DATOS									
α_0 (°)	β_0 (°)	P (N)	r_1 (mm)	r_2 (mm)	H1 (mm)	L1 (mm)			
72,65	55,86	4400	281,261	864,896	1076	58,5			
θ (°)	α_1 (°)	β_1 (°)	x_A (mm)	y_A (mm)	φ (°)	R_H (N)	R_V (N)	F_{PISTON} (N)	F_{PISTON} (Kg)
0	72,65	55,86	83,8742653	268,4638854	80,0011106	-2869,869269	-11877,68245	16528,73545	1652,873545
5	67,65	50,86	106,9532677	260,1321753	78,5362119	-3050,200051	-10640,86389	15347,02926	1534,702926
10	62,65	45,86	129,2182912	249,8207024	77,19901344	-3237,788534	-9850,04372	14613,24812	1461,324812
15	57,65	40,86	150,4998855	237,607943	76,00223467	-3420,976442	-9323,067214	14143,04259	1414,304259
20	52,65	35,86	170,6360847	223,5868438	74,95406182	-3593,081863	-8966,686678	13841,19034	1384,119034
25	47,65	30,86	189,4736403	207,8641136	74,05858157	-3749,747794	-8727,567189	13652,6052	1365,26052
30	42,65	25,86	206,8691872	190,5594121	73,31636962	-3887,873158	-8572,420544	13542,49801	1354,249801
35	37,65	20,86	222,6903345	171,8044383	72,72514313	-4005,12675	-8478,884465	13487,27939	1348,727939
40	32,65	15,86	236,816674	151,741929	72,28040661	-4099,70577	-8430,925173	13469,97506	1346,997506
45	27,65	10,86	249,1406956	130,5245721	71,97604404	-4170,207269	-8416,342435	13477,73208	1347,773208
50	22,65	5,86	259,5686061	108,3138443	71,8048312	-4215,555479	-8425,329497	13500,3698	1350,03698
55	17,65	0,86	268,0210427	85,27878277	71,75885842	-4234,958165	-8449,594237	13529,4842	1352,94842
60	12,65	-4,14	274,4336774	61,5946982	71,8298654	-4227,878363	-8481,791534	13557,85782	1355,785782
65	7,65	-9,14	278,757706	37,4418408	72,00949635	-4194,014115	-8515,13137	13579,04167	1357,904167
70	2,65	-14,14	280,9602203	13,00402837	72,28948659	-4133,281916	-8543,08365	13587,03182	1358,703182
75	-2,35	-19,14	281,0244575	-11,53275256	72,66179306	-4045,801087	-8559,128849	13575,99083	1357,599083
80	-7,35	-24,14	278,949929	-35,98176229	73,11867995	-3931,877037	-8556,516449	13539,97694	1353,997694
85	-12,35	-29,14	274,7524231	-60,15692907	73,65276996	-3791,981539	-8527,996323	13472,64684	1347,264684
90	-17,35	-34,14	268,4638854	-83,8742653	74,25706945	-3626,727901	-8465,483155	13366,89239	1336,689239
95	-22,35	-39,14	260,1321753	-106,9532677	74,92497466	-3436,838084	-8359,599177	13214,35686	1321,435686
100	-27,35	-44,14	249,8207024	-129,2182912	75,65026431	-3223,097251	-8199,010482	13004,7461	1300,47461
105	-32,35	-49,14	237,607943	-150,4998855	76,42708275	-2986,288064	-7969,414784	12724,79228	1272,479228
110	-37,35	-54,14	223,5868438	-170,6360847	77,24991705	-2727,09105	-7651,927215	12356,61666	1235,661666
115	-42,35	-59,14	207,8641136	-189,4736403	78,11356996	-2445,925111	-7220,385763	11875,01221	1187,501221
120	-47,35	-64,14	190,5594121	-206,8691872	79,01313079	-2142,676059	-6636,616009	11242,68445	1124,268445
125	-52,35	-69,14	171,8044383	-222,6903345	79,94394515	-1816,20071	-5841,584246	10401,37649	1040,137649
130	-57,35	-74,14	151,741929	-236,816674	80,90158433	-1463,341633	-4737,565013	9253,997142	925,3997142
135	-62,35	-79,14	130,5245721	-249,1406956	81,88181498	-1076,755822	-3148,50517	7624,915305	762,4915305
140	-67,35	-84,14	108,3138443	-259,5686061	82,88056916	-639,4338516	-719,5257886	5159,304212	515,9304212
145	-72,35	-89,14	85,27878277	-268,0210427	83,89391511	-107,9434153	3390,962235	1014,795049	101,4795049

Figura 122. Valores de la fuerza del pistón en función del ángulo girado

Observando los datos calculados en nuestra tabla de Excel, se comprueba que el valor máximo que se obtiene es $F_{PISTON1} = 1.652,873 \text{ N}$ que corresponde a un ángulo de giro del volteador $\theta = 0$. Por consiguiente, se puede afirmar que nuestra hipótesis inicial es correcta y en este instante se encuentra el momento más desfavorable.

Se puede observar también que el valor mínimo de la fuerza del cilindro hidráulico se encuentra en el momento de la descarga del residuo, es decir, al final del ciclo, siendo el ángulo de giro próximo a los 150° . A continuación, se muestra un gráfico en el que podemos ver cómo a medida que se incrementa el ángulo de giro, la fuerza que debe ejercer el pistón disminuye.



Figura 123. Gráfico puntos críticos

ANÁLISIS CARGA PESO PROPIO

Para realizar este análisis se procederá de igual manera que en el anterior caso. Se comenzará también elaborando el diagrama de cuerpo libre para observar la distribución de cargas presente.

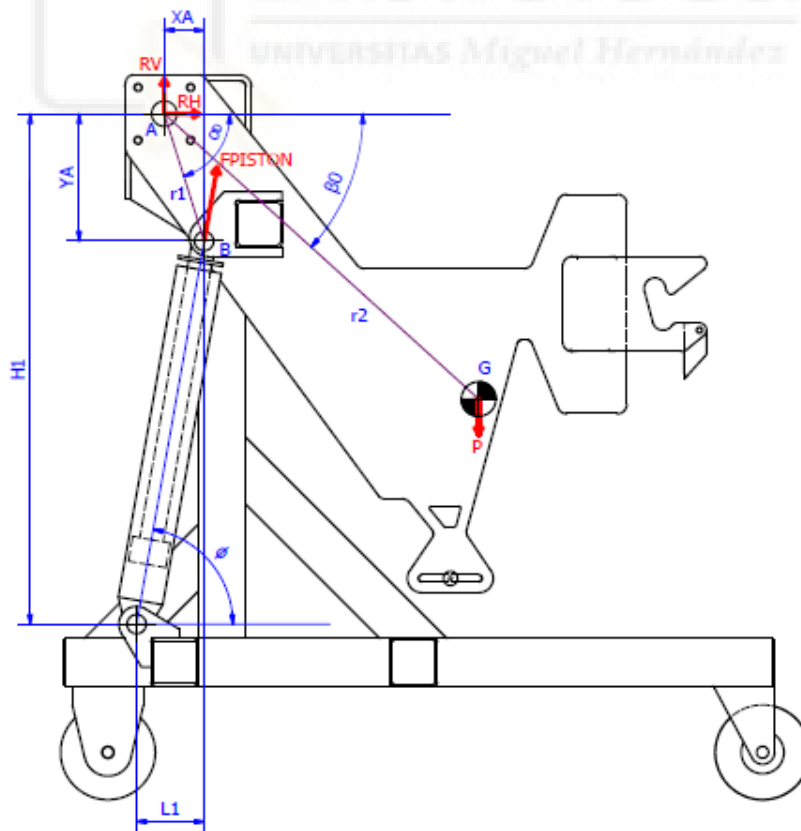


Figura 124. Diagrama de sólido libre – Estudio 2- Análisis de cargas del volteador

Al definir los parámetros de valor constante se debe tener en cuenta que el centro de gravedad ha cambiado, ya que se está atendiendo a otra carga peso distinta, correspondiente al peso propio de la parte a elevar de la máquina; y por tanto se deberá cambiar el valor de los siguientes parámetros de entrada:

P: peso parte móvil (kg)

r_2 : segmento comprendido entre el punto de giro (A) y el centro de gravedad (G2) = 864,896 mm

β_0 : ángulo que forma r_2 con la horizontal con la máquina en reposo = 42,23°

El resto de las variables de entrada no cambiarán. Tampoco lo harán las incógnitas a calcular que se observan en el diagrama de cuerpo libre.

Una vez definidos los datos del análisis y las incógnitas, lo primero que se debe calcular es el peso de la parte móvil. Para ello, se sumarán los pesos de todas las piezas que deberá elevar el pistón.

Sumando todos estos pesos se obtiene un valor aproximado de:

$$P = 200 \text{ Kg} = 2.000 \text{ N.}$$

De la misma forma que antes, se considerará que el ángulo girado es $\theta = 0^\circ$.

Sabiendo que:

$$\alpha_0 = 72,65^\circ$$

$$\beta_0 = 42,23^\circ$$

Se calculan los ángulos en el momento inicial:

$$\alpha_1 = \alpha_0 - \theta \quad \alpha_1 = 72,65^\circ - 0^\circ = \mathbf{72,65^\circ}$$

$$\beta_1 = \beta_0 - \theta \quad \beta_1 = 42,23^\circ - 0^\circ = \mathbf{42,23^\circ}$$

Se halla el valor de las cotas X_A e Y_A y el valor del ángulo Φ :

$$X_A = r_1 \cdot \cos(\alpha_1) \quad X_A = 281,261 \text{ mm} \cdot \cos(72,65^\circ) = \mathbf{83,87 \text{ mm}}$$

$$Y_A = r_1 \cdot \cos(\alpha_1) \quad Y_A = 864,986 \text{ mm} \cdot \cos(72,65^\circ) = \mathbf{268,46 \text{ mm}}$$

$$\Phi = \arctan\left(\frac{H_1 - Y_A}{L_1 - X_A}\right) \quad \Phi = \arctan\left(\frac{1076 \text{ mm} - 268,46 \text{ mm}}{58,5 \text{ mm} - 83,87 \text{ mm}}\right) = \mathbf{80^\circ}$$

A continuación, se plantean las ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum M_B = 0$$

Simplificando:

$$R_H + (F_{PISTON2} \cdot \cos(\Phi)) = 0$$

$$R_V + (F_{PISTON2} \cdot \sen(\Phi)) = P$$

$$P \cdot (r_2 \cdot \cos(\beta_1) - X_A) + (R_H \cdot Y_A) + (R_V \cdot X_A) = 0$$

Despejando R_H :

$$R_H = \frac{P \times (r_2 \cdot \cos(\beta_1) - X_A) + (X_A \cdot P)}{- (Y_A + X_A \cdot \tan(\Phi))}$$

$$R_H = \frac{2.000 \text{ N} \cdot (894,357 \text{ mm} \cdot \cos(42,23^\circ) - 83,87 \text{ mm}) + (83,87 \text{ mm} \cdot 2.000 \text{ N})}{- (268,46 \text{ mm} + 83,87 \text{ mm} \cdot \tan(80^\circ))} = \mathbf{-1.179,73 \text{ N}}$$

Se halla $F_{PISTON2}$:

$$F_{PISTON2} = \frac{-R_H}{\cos(\Phi)}$$

$$F_{PISTON2} = \frac{-1.179,73 \text{ N}}{\cos(80^\circ)} = \mathbf{10.250,158 \text{ N}}$$

Por último, calculamos también R_V :

$$R_V - R_H \cdot \tan(\Phi) = P$$

$$R_V = P + R_H \cdot \tan(\Phi) = 2.000 \text{ N} - 1.179,73 \text{ N} \cdot \tan(80^\circ) = \mathbf{8.094,47 \text{ N}}$$

De la misma forma que en el primer análisis, se itera incrementando el ángulo θ en 5°:

DATOS		α_0 (°)	β_0 (°)	P (N)	r1 (mm)	r2 (mm)	H1 (mm)	L1 (mm)		
		72,65	42,23	2000	281,261	894,357	1076	58,5		
θ (°)	α_1 (°)	β_1 (°)	x_A (mm)	y_A (mm)	φ (°)	R_H (N)	R_V (N)	F_{PISTON} (N)	F_{PISTON} (Kg)	
0	72,65	42,23	83,8742653	268,4638854	80,0011106	-1779,725581	-8094,469516	10250,15795	1025,015795	
5	67,65	37,23	106,9532677	260,1321753	78,5362119	-1808,435709	-6917,590619	9099,113263	909,9113263	
10	62,65	32,23	129,2182912	249,8207024	77,19901344	-1848,551595	-6135,781806	8343,146204	834,3146204	
15	57,65	27,23	150,4998855	237,607943	76,00223467	-1890,438453	-5583,394507	7815,473741	781,5473741	
20	52,65	22,23	170,6360847	223,5868438	74,95406182	-1928,955514	-5175,941145	7430,679693	743,0679693	
25	47,65	17,23	189,4736403	207,8641136	74,05858157	-1961,030866	-4865,412255	7139,994922	713,9994922	
30	42,65	12,23	206,8691872	190,5594121	73,31636962	-1984,679768	-4622,155495	6913,168389	691,3168389	
35	37,65	7,23	222,6903345	171,8044383	72,72514313	-1998,554994	-4426,552883	6730,141456	673,0141456	
40	32,65	2,23	236,816674	151,741929	72,28040661	-2001,720708	-4264,82242	6576,844665	657,6844665	
45	27,65	-2,77	249,1406956	130,5245721	71,97604404	-1993,529845	-4126,736516	6442,907852	644,2907852	
50	22,65	-7,77	259,5686061	108,3138443	71,8048312	-1973,553029	-4004,301926	6320,328565	632,0328565	
55	17,65	-12,77	268,0210427	85,27878277	71,75885842	-1941,53457	-3890,95109	6202,649533	620,2649533	
60	12,65	-17,77	274,4336774	61,5946982	71,8298654	-1897,363138	-3781,016933	6084,418103	608,4418103	
65	7,65	-22,77	278,757706	37,4418408	72,00949635	-1841,05041	-3669,367639	5960,804983	596,0804983	
70	2,65	-27,77	280,9602203	13,00402837	72,28948659	-1772,713783	-3551,129405	5827,310857	582,7310857	
75	-2,35	-32,77	281,0244575	-11,53275256	72,66179306	-1692,560655	-3421,450819	5679,514993	567,9514993	
80	-7,35	-37,77	278,949929	-35,98176229	73,11867995	-1600,872409	-3275,274255	5512,831481	551,2831481	
85	-12,35	-42,77	274,7524231	-60,15692907	73,65276996	-1497,986407	-3107,082552	5322,241583	532,241583	
90	-17,35	-47,77	268,4638854	-83,8742653	74,25706945	-1384,274047	-2910,584672	5101,965941	510,1965941	
95	-22,35	-52,77	260,1321753	-106,9532677	74,92497466	-1260,112221	-2678,290473	4845,026786	484,5026786	
100	-27,35	-57,77	249,8207024	-129,2182912	75,65026431	-1125,843997	-2400,897401	4542,622881	454,2622881	
105	-32,35	-62,77	237,607943	-150,4998855	76,42708275	-981,7215451	-2066,359552	4183,187445	418,3187445	
110	-37,35	-67,77	223,5868438	-170,6360847	77,24991705	-827,8187968	-1658,408063	3750,897694	375,0897694	
115	-42,35	-72,77	207,8641136	-189,4736403	78,11356996	-663,8901569	-1154,086645	3223,199142	322,3199142	
120	-47,35	-77,77	190,5594121	-206,8691872	79,01313079	-489,1277329	-519,4265574	2566,467634	256,6467634	
125	-52,35	-82,77	171,8044383	-222,6903345	79,94394515	-301,7144576	298,6274483	1727,917872	172,7917872	
130	-57,35	-87,77	151,741929	-236,816674	80,90158433	-97,93152434	1388,484787	619,3072254	61,93072254	
135	-62,35	-92,77	130,5245721	-249,1406956	81,88181498	129,8153015	2910,059137	-919,2712574	-91,92712574	
140	-67,35	-97,77	108,3138443	-259,5686061	82,88056916	397,9869285	5186,419266	-3211,177562	-321,177562	
145	-72,35	-102,77	85,27878277	-268,0210427	83,89391511	747,184221	8984,558476	-7024,410392	-702,4410392	

Figura 125. Fuerza del pistón en función del ángulo girado

Analizando los datos de la tabla anterior, se comprueba que el valor máximo que se obtiene es $F_{PISTON2} = 1.025,016$ N correspondiente a un ángulo de giro del volteador $\theta = 0$.

Por tanto, se afirma que nuestra hipótesis inicial es correcta y en este instante se encuentra la carga más desfavorable sobre el actuador.

Al igual que en el primer análisis el valor mínimo de la fuerza del aparecerá en el momento final del ciclo. Se puede observar el decremento de la fuerza del cilindro a medida que incrementamos el ángulo de giro en el gráfico siguiente:



Figura 126. Gráfico puntos críticos

CONCLUSIÓN

Como se ha expuesto anteriormente, la F_{PISTON} buscada será la resultante de sumar las fuerzas correspondientes a los dos análisis realizados:

$$F_{PISTON} = F_{PISTON1} + F_{PISTON2}$$

$$F_{PISTON} = 1.652,873 \text{ N} + 1.025,016 \text{ N}$$

$$F_{PISTON} = 26.778,9 \text{ N}$$

Por consiguiente, el cilindro hidráulico deberá tener como mínimo una fuerza de empuje de 2.677,89 Kg.

Una vez finalizado este análisis estático de la máquina se podrá:

- Seleccionar el cilindro hidráulico idóneo para nuestro volteador sabiendo la carga máxima que deberá soportar.
- Dimensionar el eje de giro de la máquina, ya que se conocen las reacciones R_H y R_v que actúan en este punto.
- Calcular esfuerzos de aplastamiento en los bulones de los anclajes superior e inferior del cilindro.
- Realizar el análisis de tensión del del travesaño que une los dos brazos de la parte móvil.

1.3.2 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO

1.3.2.1 DIMENSIONAMIENTO DEL CILINDRO

Como punto de partida, y basándose en el cálculo realizado en el capítulo anterior, se tiene que, la fuerza a elevar por el cilindro hidráulico en su avance será:

$$\cdot F_{PISTON} = 26.778,9 \text{ N} = 2.677,89 \text{ Kg}$$

Para dimensionar el cilindro hidráulico, se considerarán los siguientes parámetros como base para el cálculo:

- Presión de trabajo del cilindro = 150 bar
- Rendimiento del cilindro ideal = 90% = 0.9

Con los datos anteriores, se procede a aplicar la fórmula característica para el dimensionado de cilindros hidráulicos. El objetivo será obtener el diámetro mínimo del cilindro que será capaz de elevar esa carga a la presión de trabajo dada. [11]

$$F_{PISTON} = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times P \times \eta$$

Siendo:

F_{PISTON} = Fuerza de avance cilindro, Kg.

D = Diámetro del cilindro, cm.

P = Presión de trabajo, bar.

η = Rendimiento del cilindro.

Sustituyendo:

$$2.677,89 \text{ Kg} = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times 150 \text{ bar} \times 0,9$$

Despejando resulta:

$$D = 5,03 \text{ cm} = 50,3 \text{ mm}$$

Con este valor se deberá acogerse a uno de los diámetros estándares que ofrece el proveedor. Se deberán tener en cuenta otros dos factores importantes a la hora de seleccionarlo. En primer lugar, verificar que el movimiento de avance máximo del pistón

es menor que la carrera de diseño del cilindro. Por otro lado, comprobar que la distancia entre ejes se adapta bien a nuestro diseño para el montaje del actuador.

Atendiendo a las cuestiones anteriores, el modelo que mejor se ajustaría a nuestras necesidades sería el **1002/6** de la serie 1000 de cilindros de doble efecto de la marca CICROSA. Presentaría las siguientes características técnicas.

$Z = \text{Carrera} = 600 \text{ mm}$

$A = \text{Diámetro embolo} = 30 \text{ mm}$

$E = \text{Distancia entre ejes} = 820 \text{ mm}$

$B = \text{Diámetro pistón} = 50 \text{ mm}$

$G = \text{Diámetro ext. Camisa} = 60 \text{ mm}$

Con estos parámetros se afirma que la distancia entre ejes (E) se adapta perfectamente a la geometría de la máquina, instalándose entre el anclaje inferior del bastidor y el anclaje superior ubicado en el travesaño.

A continuación, se muestra una ilustración reflejando el estado en reposo del cilindro hidráulico y el estado final o estado de máximo avance del cilindro.

La carrera máxima admisible o carrera de diseño de este modelo de actuador será suficiente para efectuar el movimiento de avance del pistón, es decir, la distancia que recorre el pistón hasta decantar el residuo en el contenedor es menor que la carrera máxima que admite este modelo.

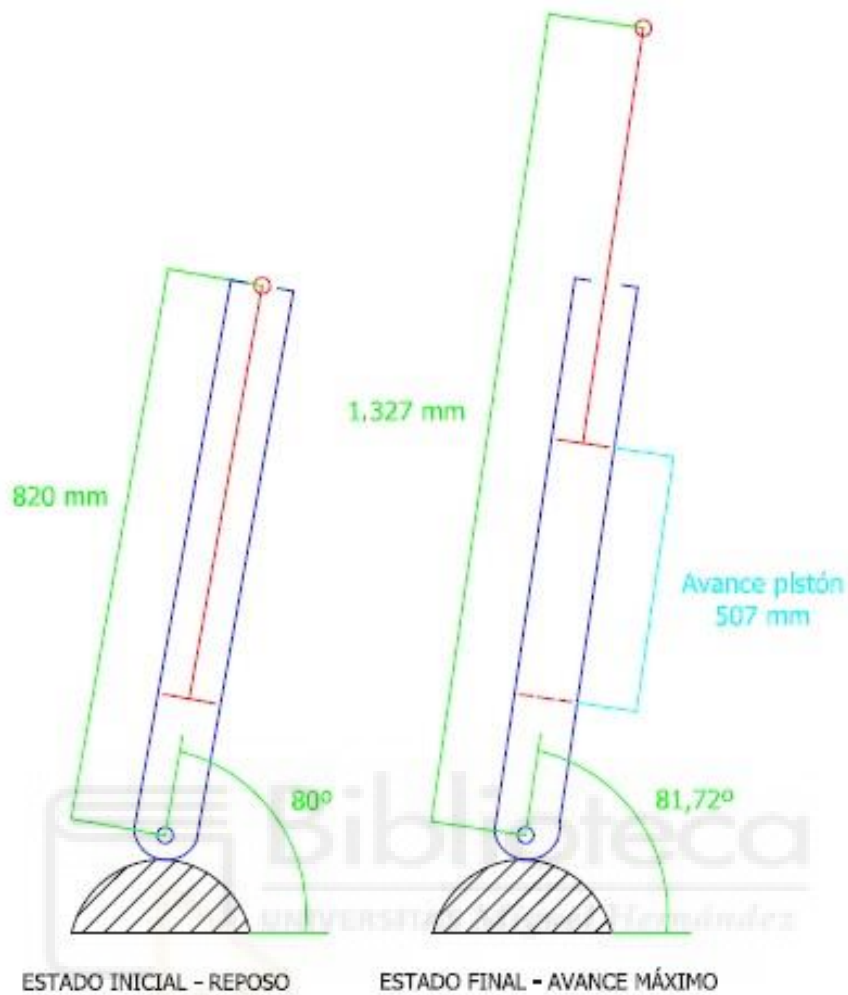


Figura 127. Carrera realizada por el cilindro hidráulico durante el ciclo de volteo

Extensión máxima pistón = 1.327 mm

Avance máximo del pistón = Extensión máxima pistón - Distancia entre ejes

Avance máximo del pistón = 1.327 - 820 = 507 mm

Como se puede observar, si cumple esta condición.

507 mm < 600 mm

Debido a que el movimiento de avance tiene su punto final a los 527 mm, se instalará un final de carrera a esa distancia.

1.3.2.2 CÁLCULO PRESIÓN DE TRABAJO DEL CILINDRO

Una vez tenemos definido el modelo de cilindro a instalar; y conocidos los parámetros característicos del mismo, se toma el diámetro calculado anteriormente en el dimensionamiento del cilindro en función de la fuerza de avance necesaria para el volteo.

Se sustituyen los valores conocidos para determinar la presión de trabajo, es decir la presión a la cual nuestro cilindro será capaz de elevar la carga de 2.677,89 Kg.

$$2.677,89 \text{ Kg} = \frac{\pi}{4} \times 5^2 \text{ cm} \times P \times 0,9$$

Se obtiene, por tanto, que la presión de trabajo necesaria para trabajar con el pistón sería de $P = 152 \text{ bar}$.

1.3.2.3 CONSUMO DE ACEITE EN EL CILINDRO

Para calcularlo se debe sumar el volumen en el avance del cilindro y en el retroceso. Se asumirá que la carrera es $L = 507 \text{ mm}$.

Volumen de avance:

$$V_a = S_a \times L = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times L$$

$$V_a = S_a \times L = \frac{\pi}{4} \times 0,5^2 \text{ dm} \times 5,07 \text{ dm}$$

$V_a = 1 \text{ L}$

Volumen de retroceso:

$$V_r = S_r \times L = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \times L$$

$$V_r = S_r \times L = \frac{\pi}{4} \times (0,5^2 - 0,3^2) \text{ dm} \times 5,07 \text{ dm}$$

$V_r = 0,63 \text{ L}$

Por último, para hallar el volumen total de aceite que se consume durante el ciclo se sumará el volumen de avance y de retroceso:

$V_T = V_a + V_r = 1,63 \text{ L}$

1.3.2.4 CÁLCULO PANDEO EN EL VÁSTAGO

Para determinar si el vástago cumple por pandeo se procederá con la siguiente formula:

$$Fp = \frac{\pi^2 \times E \times I}{Lp^2 \times Cr}$$

Siendo: $I = \frac{\pi \times d^4}{64}$; $Lp = k \times C$

Fp = Carga axial permitida sobre el vástago, Kg.

I = Momento de inercia de la sección del vástago, cm^4 .

E = Modulo de elasticidad del material (acero) = $2.100.000 \text{ Kg/cm}^2$

Lp = longitud de pandeo, cm .

Cr = Coeficiente de seguridad (2-4)

K = factor de anclaje (según montaje).

C = Carrera real del vástago = 60 cm

d = diámetro del vástago = 2.5 cm

Atendiendo al montaje del cilindro usaremos un valor de $k = 2$.

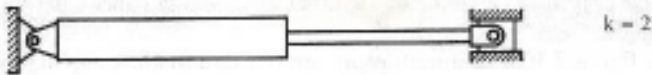


Figura 128. Montaje tipo del cilindro hidráulico

Se utiliza un coeficiente de seguridad de 3.

Ahora sustituyendo se tiene que:

$$I = \frac{\pi \times (3 \text{ cm})^4}{64} = 3,976 \text{ cm}^4$$

$$Lp = k \times C = 2 \times 60 \text{ cm} = 120 \text{ cm}$$

$$Fp = \frac{\pi^2 \times 2,1 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2 \times 3,976 \text{ cm}^4}{(120 \text{ cm})^2 \times 3} = 607,2 \text{ Kg}$$

Se puede observar, el vástago cumplirá por pandeo ya que la fuerza que ejerce es considerablemente menor.

1.3.2.5 CONCLUSIONES

Para concluir, se verificarán los resultados obtenidos en los cálculos anteriores mediante la consulta de la ficha técnica de cilindros de doble efecto de la SERIE 1000 de CICROSA. En este documento se aprecian tres gráficas en las que se relaciona el pandeo y la fuerza de empuje con la carrera, el diámetro del embolo y el diámetro del vástago. Por tanto, por medio de estas correlaciones se podrá verificar de forma aproximada que el modelo seleccionado es adecuado para nuestra máquina y que, por tanto, soporta las solicitaciones.

Basandose en el cilindro escogido 1002/6 con relacion 30/50 (referida a diametro del vástago y pistón), y sabiendo, según los calculos realizados anteriormente, que el cilindro trabaja a una presion en torno a 152 bar, se puede comprobar en la gráfica que nuestro vástago comenzara a tener pandeo a los 515 mm de carrera. Dado que el máximo avance del cilindro es de 507 mm, durante el ciclo el actuador no presentará pandeo. En cualquier caso, y atendiendo a los cálculos justificativos de este capítulo, el cilindro hidráulico cumplira sobradamente a pandeo.

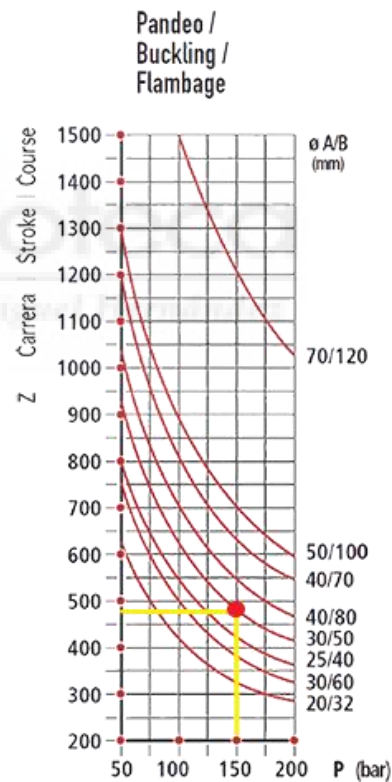


Figura 129. Gráfica característica de la serie 1000 de cilindros hidráulicos de doble efecto de CICROSA. Pandeo - Dimensiones

Fuerza de empuje /
Upward thrust /
Force de poussée

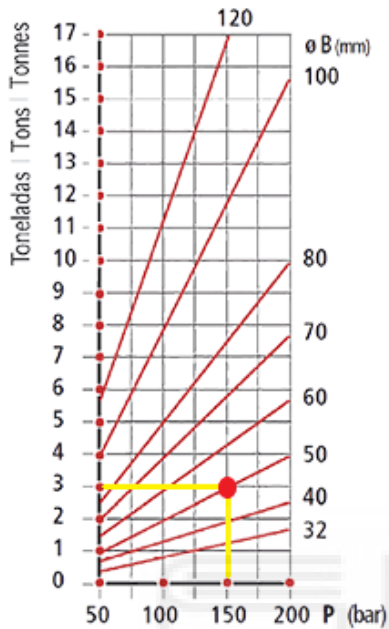


Figura 130. Gráfica característica de la serie 1000 de cilindro hidráulicos de doble efecto de CICROSA. Fuerza de empuje - Dimensiones

En cuanto a la fuerza de empuje, atendiendo al modelo seleccionado con diámetro de pistón de 50 mm y trabajando a una presión de 150 bar; se comprueba en la gráfica que se consigue una fuerza en torno a los 3.000 Kg. Con lo que tendríamos un buen margen, dado que esta fuerza es superior a la fuerza de diseño de 2.677,8 Kg y, por tanto, nuestro cilindro sería capaz de ejecutar el ciclo con solvencia.

1.3.3 CÁLCULO DE ESFUERZOS DEL EJE DE GIRO

En el presente punto se estudiará si para un diámetro de eje dado, este soportaría las sollicitaciones a las que está sometido durante el ciclo de volteo.

El cálculo se centrará en cualquiera de los dos lados de la máquina, ya que esta es simétrica y, por tanto, mecánicamente ambos actuarán de manera idéntica.

Para verificar la fiabilidad del eje de giro se procederá realizando primero un análisis estático y posteriormente un análisis a fatiga.

1.3.3.1.- ANÁLISIS ESTÁTICO

La estática es la rama de la mecánica que se ocupa de las fuerzas que actúan sobre un cuerpo cuando está en equilibrio. Los análisis estáticos se utilizan para determinar el estado de un mecanismo o pieza cuando está sujeto a fuerzas conocidas.

Como base del cálculo se supondrá que tenemos un diámetro de 50 mm. Este diámetro, durante mi estancia en las prácticas, fue recomendado por mi superior para el diseño de esta pieza de la máquina.

Retrocediendo al apartado 1.3.1 relativo al cálculo de la carga a elevar por el volteador, en el cual hallamos todas las cargas que intervienen en el conjunto de la máquina; se podrá extrapolar para el análisis las componentes R_H y R_V . Estas dos fuerzas (horizontal y vertical) serán las reacciones que actuarán sobre nuestro eje de giro, concretamente sobre el rodamiento UFC acoplado al mismo. De la tabla Excel realizada para el cálculo de todos los parámetros del apartado 1.3.1; se halla el valor de la resultante R_{eq} de estas dos componentes. Se está buscando la combinación de fuerzas más desfavorable (con un valor más alto). Para ello se generará una nueva columna en nuestra tabla y se utilizará la siguiente fórmula:

$$R_{eq} = \sqrt{R_H^2 + R_V^2}$$

A continuación, se muestran los valores obtenidos. La columna de la izquierda corresponde al análisis considerando la carga nominal del contenedor y la de la derecha corresponde al análisis tomando el peso propio de los elementos a elevar por el pistón:

Req (N)		Req (N)	
12219,4718	MAX	8287,81394	
11069,404		7150,06991	
10368,5407		6408,19486	
9930,89433		5894,74781	
9659,79851		5523,69768	
9499,00192		5245,74861	
9412,86097		5030,2361	
9377,23424		4856,80888	
9374,86462		4711,22023	
9392,84029		4583,02471	
9421,09787		4464,22955	
9451,48208		4348,45454	
9477,11681		4230,37539	
9491,95536		4105,32891	
9490,4319		3969,00922	
9467,16394		3817,20936	
9416,66771		3645,57457	
9333,05123		3449,33693	
9209,64496		3222,99826	
9038,51506		2959,91937	
8809,77462		2651,76037	
8510,55159		2287,71043	
8123,36234		1853,5375	
7623,41919		1331,41508	
6973,93237		713,477321	
6117,40889		424,511445	
4958,41618		1391,93412	
3327,53481		2912,95317	
962,597014		5201,66689	
3392,67986		9015,57404	MAX

Figura 131. Valores de Req para cada incremento de 5 grados de volteo

Una vez hemos se han localizado los valores máximos de ambos análisis, se procede a sumarlos para obtener la Req de cálculo, la cual resulta $Req = 21.235,05 \text{ N}$.

Ya se tienen todos los datos que se necesitaban para plantear las ecuaciones de equilibrio con las que calcular las reacciones existentes en el eje según la morfología de la máquina. A continuación, se muestra la distribución de las cargas que actuarían en este cálculo:

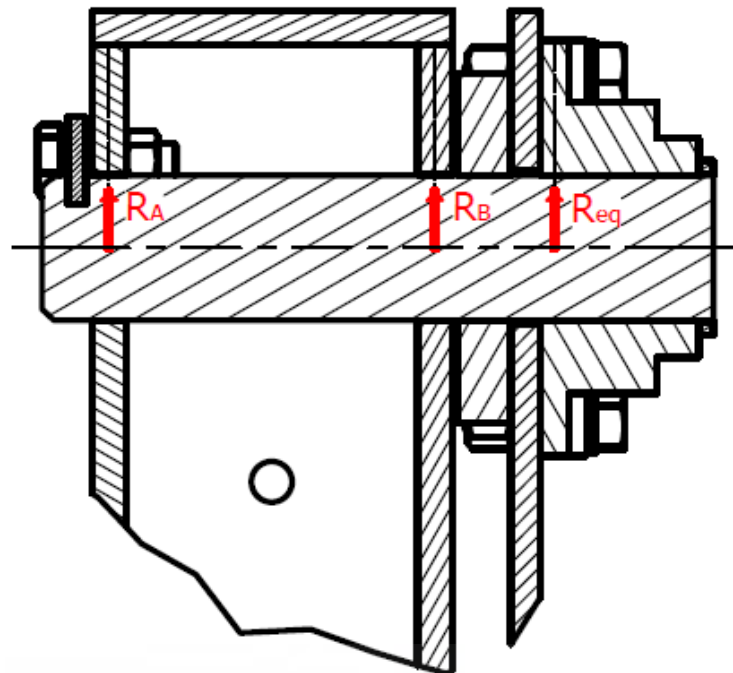


Figura 132. Diagrama de sólido libre - Distribución de las cargas

Para simplificar el cálculo se considerará que las cargas R_A y R_B actúan en el plano medio de las placas exterior e interior respectivamente; y R_{eq} actúa en el plano medio de la base del rodamiento UCF. Sintetizando el diagrama:

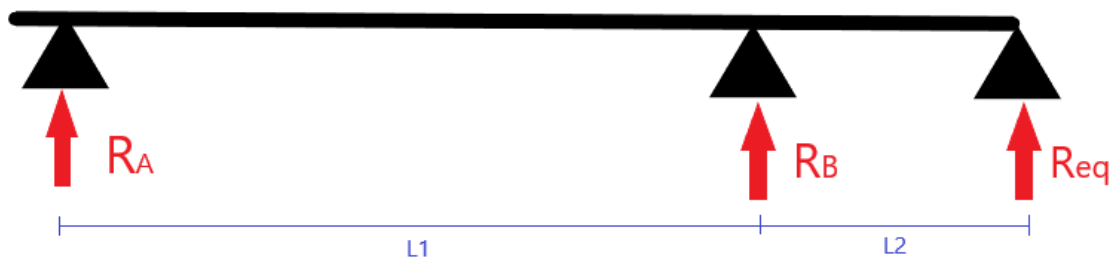


Figura 133. Esquema de distribución de las cargas simplificado

A continuación, se plantean las ecuaciones de equilibrio para calcular las reacciones R_A y R_B :

$$L1 = 112 \text{ mm}$$

$$L2 = 41 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0 & \quad R_A + R_B + R_{eq} = 0 & \quad \mathbf{R_B = -R_A - R_{eq} = -29.008,5951 \text{ N}} \\ \sum M_B = 0 & \quad R_A * L_1 = R_{eq} * L_2 & \quad \mathbf{R_A = \frac{R_{eq} * L_2}{L_1} = 7.773,54509 \text{ N}} \end{aligned}$$

Se refleja en el siguiente diagrama de momentos el Mmax que existirían en nuestro análisis:

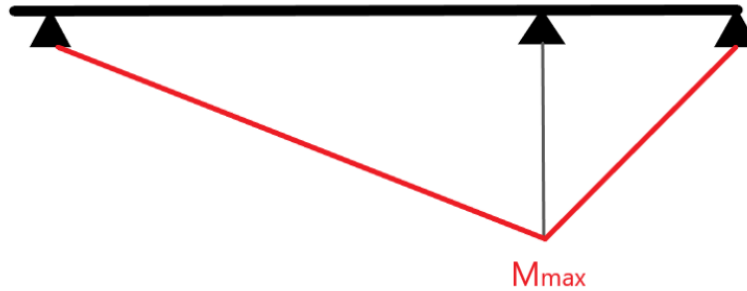


Figura 134. Diagrama de momentos - Análisis estático

Se considera despreciable el esfuerzo cortante en dicho eje ya que la longitud del eje es considerablemente mayor que su grosor.

Se calcula el Mmax con la siguiente formula:

$$\mathbf{M_{max} = R_{eq} \times L_2 = 870637,05 \text{ N}\times\text{mm}}$$

Una vez se ha hallado el momento máximo se calcula la tensión en ese punto (el más desfavorable):

Siendo;

C; radio del eje de giro = 25 mm

d: diámetro del eje de giro = 50 mm

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} = 306.640,625 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} * c}{I} = \frac{870.637,05 \text{ N}\times\text{mm} * 25 \text{ mm}}{306.640,625 \text{ mm}^4} = \mathbf{70,98 \text{ N/mm}^2}$$

Por último, se determina el coeficiente de seguridad para verificar que la dimensión del eje soportaría las sollicitaciones a las que está sometido:

Teniendo que el acero S235 tiene un límite elástico $SG = 235 \text{ N/mm}^2$:

$$CS = \frac{SG}{\sigma_{\max}} = \frac{253 \text{ N/mm}^2}{70,98 \text{ N/mm}^2} = 3,31$$

Dado que debe cumplirse la condición $CS \geq 3$, se comprueba que el eje de giro de la máquina se encontraría dentro de este rango y por tanto cumpliría.

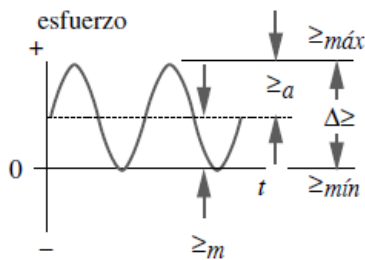
CS = 3,31 \geq 3 CUMPLE

1.3.3.2.- ANALISIS A FATIGA

En primer lugar, para el siguiente análisis se debe tener en cuenta que, dado que el objeto de cálculo se considera como un eje liso, no presentará concentración de tensiones.

El estudio concreto que nos compete presenta el caso de un esfuerzo repetido, en el cual el valor mínimo de la tensión es 0. Por lo tanto, la curva irá desde 0 hasta un valor de tensión máximo, siendo la componente alternativa el valor medio de tensión.

Nuestro estudio presentaría la siguiente morfología:



(b) Repetido

Figura 135. Gráfica esfuerzo – tiempo. Caso esfuerzo repetido

Este tipo de ondas se caracterizan por los siguientes cuatro parámetros: valor máximo de tensión, valor mínimo de tensión, componente media y componente alternativa. En nuestro análisis, estos parámetros equivaldrían a los siguientes valores. [12]

$$\sigma_{\max} = 70,98 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\min} = 0 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_m = 35,49 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_a = 35,49 \text{ N/mm}^2$$

Como se ha mencionado anteriormente, el valor de la tensión mínima será 0; y por consiguiente las componentes media y alternativa serán iguales.

Además, se pueden formar dos razones relacionando los valores de las componentes. Estas proporciones se denominarán R razón del esfuerzo y A razón de amplitud:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$$

En nuestro caso tendrían los siguientes valores:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{0 \text{ N/mm}^2}{70,98 \text{ N/mm}^2} = 0 \quad A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{35,49 \text{ N/mm}^2}{35,49 \text{ N/mm}^2} = 1$$

Dado que la razón de amplitud se mantendrá constante, se puede afirmar que nos encontramos ante un CASO 3.

Una vez se han hallado los parámetros fundamentales de la onda senoidal de nuestro análisis a fatiga, será posible calcular el límite de resistencia a la fatiga.

Para ello, se debe conocer el calor del límite a rotura de nuestro material, que en nuestro caso será el acero S235.

$$S_{ut}: \text{ límite a rotura} = 360 \text{ N/mm}^2$$

A continuación, se calcula el límite de resistencia a fatiga Se' utilizando la fórmula correspondiente a los aceros:

$$Se' = 0,5 \times S_{ut} = 180 \text{ N/mm}^2$$

Este valor obtenido de resistencia a fatiga Se' se trata de un estimado teórico. Los límites de resistencia a la fatiga se obtienen de muestras estándar de pruebas de resistencia a la fatiga. Por tanto, con el fin de justificar las diferencias físicas entre la muestra y la

parte real que se diseña para cada caso en particular; se le tendrán que aplicar una serie de factores de reducción de la resistencia con el fin de obtener el valor corregido final.

La fórmula que se utilizará para calcular el valor corregido del límite de resistencia a la fatiga S_e ; y en la cual se multiplican los distintos factores de reducción al límite de resistencia a la fatiga teórico, será la siguiente:

$$S_e = S_e' \times C_{\text{carga}} \times C_{\text{temperatura}} \times C_{\text{tamaño}} \times C_{\text{confiabilidad}} \times C_{\text{superficie}}$$

A continuación, se va a ir justificando que valor toma cada factor de reducción de los arriba reflejados:

FACTOR DE CARGA C_{carga}

Dado que en nuestro caso se trata del análisis de una flexión, se considerará $C_{\text{carga}} = 1$.

FACTOR DE TEMPERATURA $C_{\text{temperatura}}$

Se considerará que nuestro material se encontrará a temperatura ambiente, y con lo cual menor de 450°C. El factor de temperatura será $C_{\text{temperatura}} = 1$.

FACTOR DE TAMAÑO $C_{\text{tamaño}}$

El eje de giro que se está analizando tendrá un diámetro de 50mm; por tanto, se encontrará dentro del rango de valores $8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm}$. El factor de tamaño, por tanto, se debe calcular con la siguiente formula:

$$C_{\text{tamaño}} = 1,189 \times d^{-0,097} = 0,813545$$

FACTOR DE CONFIABILIDAD $C_{\text{confiabilidad}}$

Este factor está referido a la probabilidad de que nuestra pieza cumpla o exceda la resistencia supuesta. A continuación, se muestra la tabla que muestra los factores de reducción para cada nivel de confiabilidad. [2]

Tabla 4-4
Factores de confiabilidad
para $S_d = 0.08 \mu$

% de confiabilidad	C_{conf}
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

Figura 136. Tabla coeficientes factor de confiabilidad

En nuestro caso, se ha considerado un nivel de confiabilidad del 99.9 %. El valor del factor de confiabilidad será $C_{Confiabilidad} = 0,753$

FACTOR DE SUPERFICIE $C_{superficie}$

Para el cálculo de este factor se debe aplicar la siguiente formula:

$$C_{superficie} = A \times S_{ut}^B$$

Dado que el eje de giro se considera que está maquinado, se entra por la siguiente tabla para hallar los valores A y B.

Tabla 4-3 Coeficientes del factor de superficie de la ecuación 4.7e
Fuente: Shigley y Mischke, *Mechanical Engineering Design*, 5a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1989, p. 283, con autorización

Acabado superficial	Para S_{ut} en MPa se usa		Para S_{ut} en kpsi (no psi) se usa	
	A	b	A	b
Esmerilado	1.58	-0.085	1.34	-0.085
Maquinado o rolado en frio	4.51	-0.265	2.7	-0.265
Rolado en caliente	57.7	-0.718	14.4	-0.718
Forjado	272	-0.995	39.9	-0.995

Figura 137. Tabla coeficientes factor de superficie

Con lo cual se tiene que:

$$C_{\text{superficie}} = 4,51 \times S_{ut}^{-0,265} = 0,947887$$

Una vez se han calculado todos los factores de reducción se puede deducir el límite de resistencia a la fatiga corregido, dando valores a la formula antes expuesta:

$$S_e = 180 \text{ N/mm}^2 \times 1 \times 1 \times 0,813545 \times 0,753 \times 0,947887$$

$$S_e = 104,5215 \text{ N/mm}^2$$

Se determina entonces el coeficiente de seguridad:

$$CS = \frac{S_{ut} \times S_e}{\sigma_a \times S_{ut} + \sigma_m \times S_e} = \frac{360 \text{ N/mm}^2 \times 104,5215 \text{ N/mm}^2}{35,49 \text{ N/mm}^2 \times 360 \text{ N/mm}^2 + 35,49 \text{ N/mm}^2 \times 104,5215 \text{ N/mm}^2}$$

$$CS = 2,28$$

Por tanto, para el cálculo a fatiga se verifica que el valor obtenido está por encima de 2 y por tanto, cumpliríamos.

DIAGRAMA DE GOODMAN MODIFICADO

A continuación, con los datos que poseemos, se va a elaborar el diagrama de Goodman modificado. En este grafico se representa la región de esfuerzo de tensión, en el cual la línea de Goodman marcará el límite entre la zona segura y la zona de falla de la pieza. Tal y como se ha mencionado antes, nos encontramos ante un CASO 3, por tanto, la proporción entre las componentes alternativa y media será proporcional y constante.



Figura 138. Diagrama de Goodman

Analizando el gráfico se puede observar que nuestra combinación de esfuerzos alternativo y medio se encuentra dentro de la zona segura; es decir por debajo de la línea de Goodman. Por este motivo se puede concluir afirmando que nuestro eje no fallará por fatiga. El punto de falla de nuestra pieza lo podríamos situar en el punto F.

1.3.4 – CÁLCULO DE ESFUERZOS EN EL SISTEMA DE CONTRAPESA

En el presente capítulo se expondrá el funcionamiento del sistema de contrapesa del sistema de peine del volteador. Como ya se describió anteriormente, este sistema de elevación es el encargado de voltear contenedores de 2 ruedas; con lo cual, para garantizar su correcto funcionamiento, analizaremos la situación más desfavorable, es decir, la elevación del contenedor de capacidad 360 L.

Durante el volteo de este tipo de contenedores intervendrán fundamentalmente 4 partes o componentes:

- Peine
- Barra antivuelco
- Chapa de presión
- Contrapesa

El principio de funcionamiento se basa en que los apoyos sobre los que se asienta el contenedor durante el ciclo deben ser lo suficientemente seguros para evitar que este vuelque. De manera que, en el instante inicial, las garras del peine harán contacto con los huecos entre nervajes del borde superior del contenedor. A su vez, la barra antivuelco sostendrá la parte inferior del contenedor acompañando el movimiento de elevación. Para asistir y asegurar el volteo, la chapa de presión ejercerá una pequeña presión sobre el borde superior del contenedor gracias a la acción de la contrapesa.

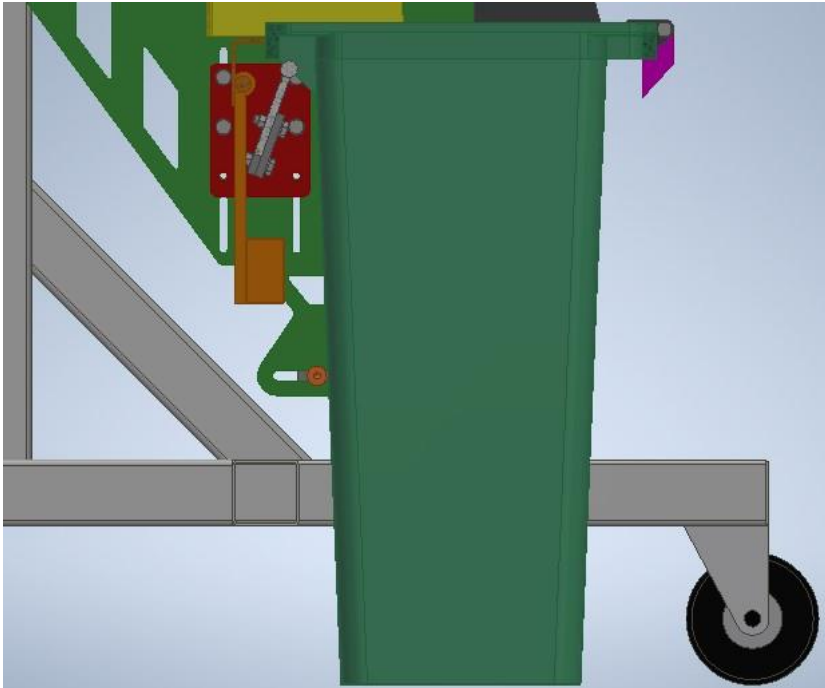


Figura 139. vista seccionada de los componentes involucrados en el análisis

Analizando como actúan cada una de estas partes durante el ciclo, se podrá determinar si la máquina será capaz de soportar las solicitaciones a las que se encontrará sometida.

Atendiendo a la imagen superior, es posible plantear el diagrama de sólido libre reflejando las diferentes cargas que intervienen en el análisis, así como todas las partes que intervienen en el análisis. A continuación, se representa el caso de estudio de forma esquemática y simplificada.

Diagrama Sólido Libre 1

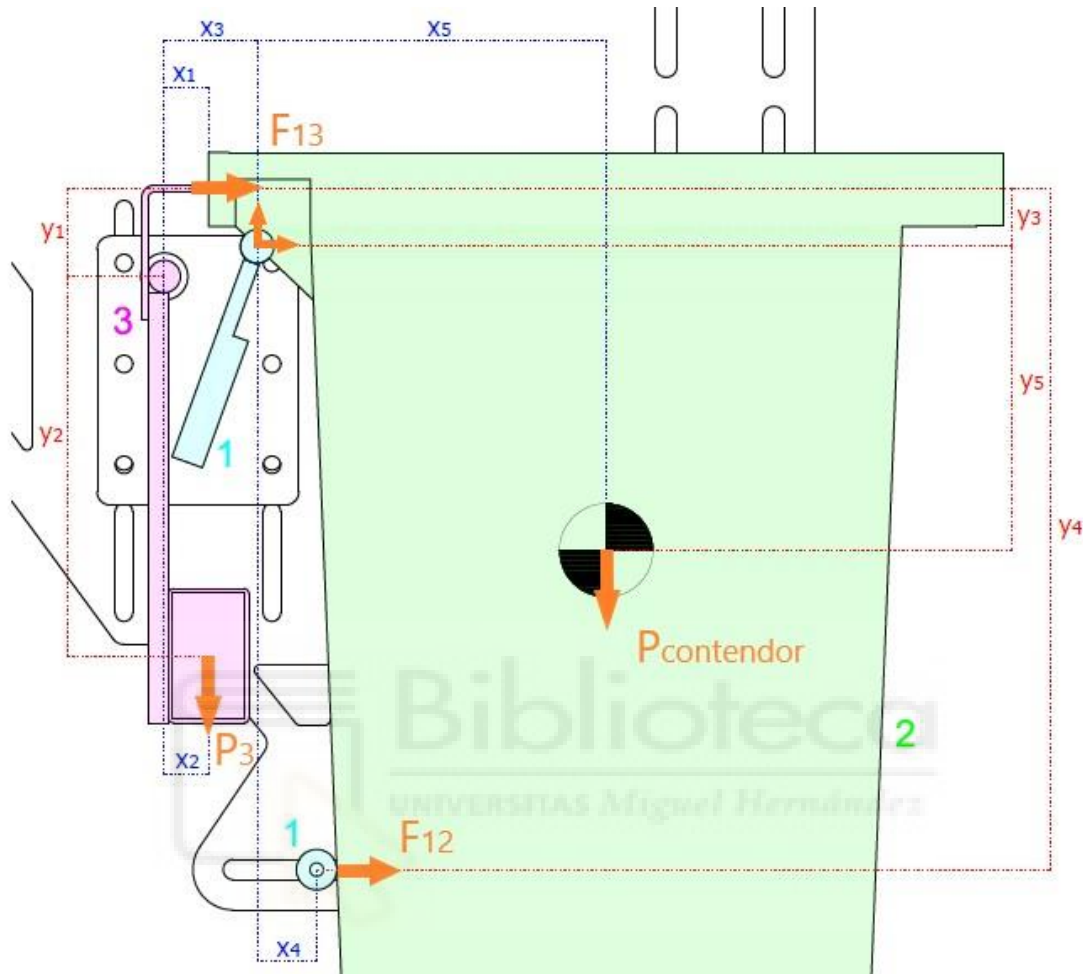


Figura 140. Diagrama de sólido libre 1 - Estudio del sistema de contrapesa

Para simplificar el cálculo se desprecia todo el peso del sistema excepto el peso de la contrapesa, denominado P_3 ; y de $P_{\text{contendor}}$, la carga nominal del contenedor de 360 L.

Se hace referencia a tres elementos distintos. La cartela peine junto con las garras y la barra retenedora constituyen el elemento 1. El elemento 2 es el contenedor. Por último, el elemento 3 está constituido por las diferentes piezas que forman el sistema de cierre contrapesa.

Para plantear las ecuaciones de equilibrio, se muestran los diagramas del elemento 3 individualmente; y el correspondiente a las fuerzas que interactúan entre el elemento 1 y el elemento 2.

Diagrama Sólido Libre 2

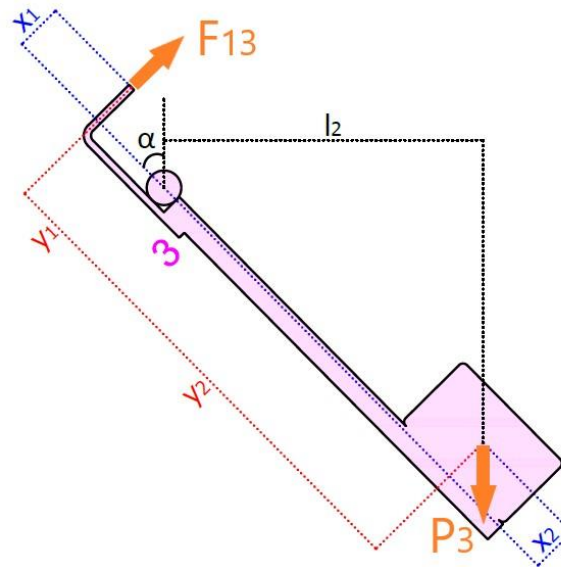


Figura 141. Diagrama de solido libre 2 - Estudio del sistema de contrapesa

Diagrama Sólido Libre 3

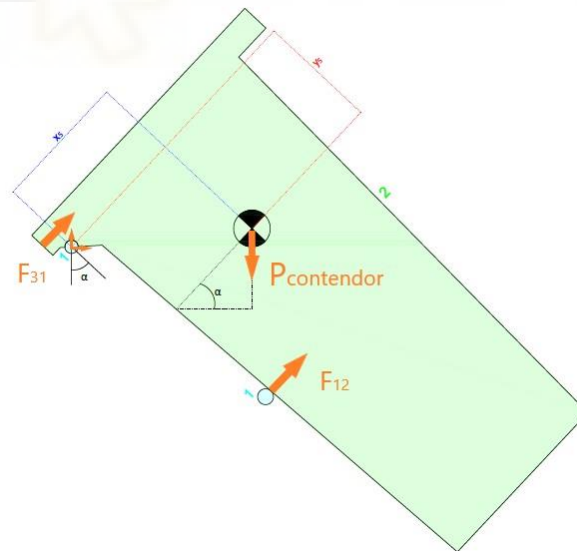


Figura 142. Diagrama de solido libre 3 - Estudio del sistema de contrapesa

Como se puede observar, las cargas F13 y F12 variaran en función del ángulo α girado.

Antes de plantear las ecuaciones de equilibrio, se definen las variables del sistema:

Pcontendor: Carga nominal del contenedor de 360 L = 136 Kg = 1.360 N

P3: Peso contapesa = 3,21 kg = 32,1 N

α : Ángulo girado por el contenedor con respecto a la vertical

Entre las variables del sistema también se encontrarían las distancias entre los diferentes puntos que actúan las cargas:

distancias (mm)				
x1	x2	x3	x4	x5
33	33	86	42,192	211,133
y1	y2	y3	y4	y5
68	282	43,183	506,416	219,298

Figura 143. Distancias entre los puntos de articulación en el estudio del sistema de contrapesa

Por tanto, las ecuaciones que rigen el DSL 2 son:

$$l_2 = y_2 \times \text{sen}(\alpha) + x_2 \times \text{cos}(\alpha)$$

$$P_3 \times l_2 = y_1 \times F_{13}$$

La ecuación que rigen el DSL 3 es:

$$F_{31} \times y_3 + P_{\text{contendor}} \times (y_5 \times \text{sen}(\alpha) + x_5 \times \text{cos}(\alpha)) = F_{12} \times y_4$$

Simplificando las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$l_2 = y_2 \times \text{sen}(\alpha) + x_2 \times \text{cos}(\alpha)$$

$$F13 = \frac{P3 \times l2}{y1}$$

$$F12 = \frac{F31 \times y3 + P_{\text{contenedor}} \times (y5 \times \text{sen}(\alpha) + x5 \times \text{cos}(\alpha))}{y4}$$

Una vez se han planteado las ecuaciones de equilibrio, se elaborará un Excel para calcular las incógnitas que poseemos, es decir, las fuerzas F13 y F12, así como la distancia l2 en función del ángulo α girado. Este ángulo girado por el contenedor durante el ciclo va desde la posición inicial o reposo, en 0°; hasta 135°, que representará el punto de máxima altura o punto final del ciclo.

α (°)	l2 (mm)	F13 (N)	F12 (N)
0	33	15,6070588	568,336782
5	57,4523445	27,1715794	617,508078
10	81,467442	38,5293078	661,989893
15	104,862523	49,593805	701,443694
20	127,459537	60,2808633	735,569214
25	149,086507	70,5091479	764,106736
30	169,578838	80,2008153	786,839073
35	188,780573	89,2821061	803,593218
40	206,545573	97,6839061	814,241663
45	222,738636	105,342273	818,703364
50	237,236524	112,198921	816,944368
55	249,928899	118,201667	808,97806
60	260,719164	123,304828	794,865069
65	269,525199	127,469565	774,712803
70	276,279984	130,664181	748,674634
75	280,932112	132,864363	716,948727
80	283,446176	134,053368	679,776536
85	283,803044	134,222146	637,440963
90	282	133,369412	590,264209
95	278,050765	131,501656	538,605316
100	271,985396	128,633093	482,85744
105	263,850055	124,785555	423,444855
110	253,706654	119,988324	360,819728
115	241,632393	114,277908	295,458674
120	227,719164	107,697769	227,859129
125	212,072854	100,297985	158,535567
130	194,812542	92,1348727	88,0155824
135	176,069589	83,2705583	16,8358744

En la tabla se muestran los diferentes valores de las incógnitas para cada incremento de 5° del ángulo girado.

Figura 144. Tabla de excel que relaciona el valor del ángulo girado con las fuerzas F12 y F13

Como se puede apreciar, todos los valores son positivos. Esto significa que, al ser F12 positivo en todas las posiciones del contenedor calculadas; éste apoyará en la barra

retenedora inferior. En caso de que saliera algún valor negativo, se entendería que el contenedor se ha despegado y, por tanto, volcaría.

Suponiendo que durante todo el recorrido que se describe durante el ciclo, la masa del contenedor permanece constante y en el mismo sitio; se puede afirmar que no será necesario el contrapeso hasta los 137°. A lo largo del ciclo, el centro de masas del contenedor queda situado entre los apoyos del contenedor (entre las garras del peine y la barra retenedora) y, por tanto, no vuelca, independientemente del contrapeso.

137	168,188865	79,5434399	-11,6994605
-----	------------	------------	-------------

Figura 145. Ángulo a partir del cual comienza a actuar la chapa de presión

Con lo cual, la función del contrapeso será asistir la elevación del contenedor, especialmente, si la velocidad de volteo es alta.

CONCLUSIONES

Para concluir, a continuación, se muestran las gráficas de variación de las fuerzas F12 y F13 en función del ángulo girado α respectivamente.

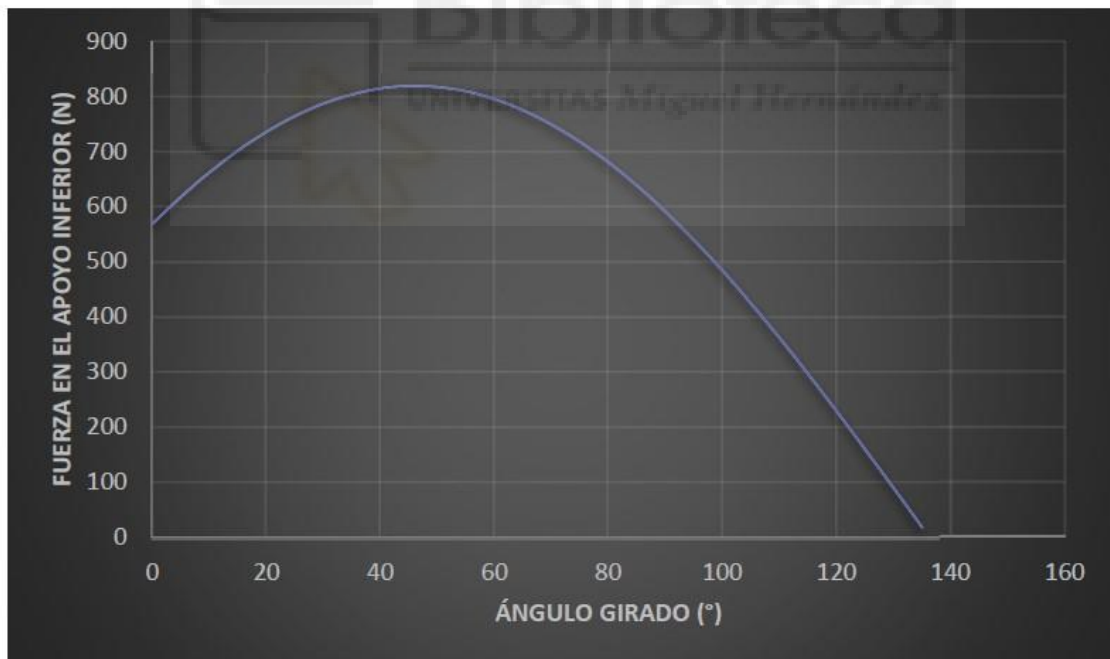


Figura 146. Gráfico que relaciona el ángulo girado con la fuerza en el apoyo inferior

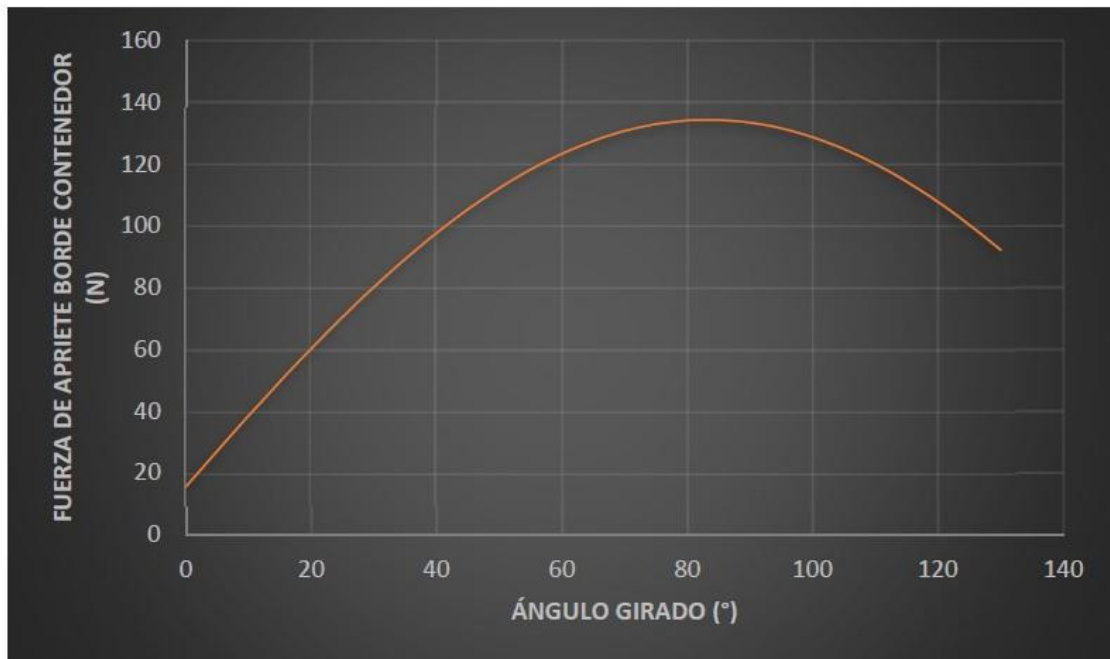


Figura 147. Gráfico que relaciona el ángulo girado con la fuerza en el borde del contenedor

En ambas gráficas se muestra como los valores de las fuerzas nunca llegarán a 0 durante el ciclo, garantizando así la elevación del contenedor hasta su punto máximo sin que vuelque.

1.3.5 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO DEL EJE DE GIRO

La correcta elección del rodamiento que posibilitará el giro de la parte móvil y, por tanto, el volteo de la máquina; dependerá fundamentalmente de las siguientes cuestiones:

- Acoplamiento del rodamiento.
- Diámetro del eje de giro
- Cargas a las que está sometido el rodamiento.
- Vida útil de rodamiento

Como punto de partida, se analizará la manera en la que puede ir acoplado nuestro rodamiento al eje, según la geometría y la morfología de nuestro mecanismo. En nuestro caso, el eje debe quedar fijo y sobre él, debe girar toda la parte móvil de la máquina.

Para que esto ocurra, el rodamiento debe ir unido al brazo de giro; de forma que esta chapa se mueva simultáneamente con el rodamiento como si fueran un conjunto.

Teniendo estas ideas claras, debemos buscar un rodamiento que se encuentre insertado en un alojamiento; y que permita una fácil y eficiente sujeción a una superficie vertical. Se optará entonces por un cojinete especial del tipo soporte-bridado.

Sondeando diversos fabricantes, se decide instalar un soporte UCF de cuatro agujeros para asegurar la fijación al brazo. El material del cual está compuesto el soporte será fundición gris y el rodamiento inserto será de bolas de contacto radial. Además, poseerá un tornillo de fijación y junta de estanqueidad con arandela de obturación.

Como ya se describió en el capítulo anterior, nuestro eje de giro tiene un diámetro de 50 mm. Con lo cual necesitamos un cojinete cuyo diámetro de agujero debe ser también de 50 mm. Atendiendo al catálogo del fabricante, observamos que necesitamos un rodamiento UCF 210.

Como ya se ha mencionado, nuestro rodamiento será de bolas de una sola fila. Los cojinetes radiales de bolas se suelen utilizar para aplicaciones que requieran pequeñas cargas y altas o moderadas velocidades. En nuestro caso la velocidad será baja y las cargas más bien altas. En cualquier caso, entendemos que se deberá hacer un estudio de la vida a fatiga del cojinete.

Antes de proceder al cálculo de los rodamientos se debe hacer la siguiente apreciación. Este estudio está pensado para ejes rotativos. Los ejes de giro presentes en el volteador no lo son, ya que se trata de ejes fijos. Por este motivo, se considerarán los cálculos como una aproximación para determinar si las fuerzas son demasiado altas para el rodamiento.

Como ya se expuso en los capítulos 1.3.1 y 1.3.6 las cargas a las que están sometidas eje y rodamiento se muestran en las siguientes imágenes:

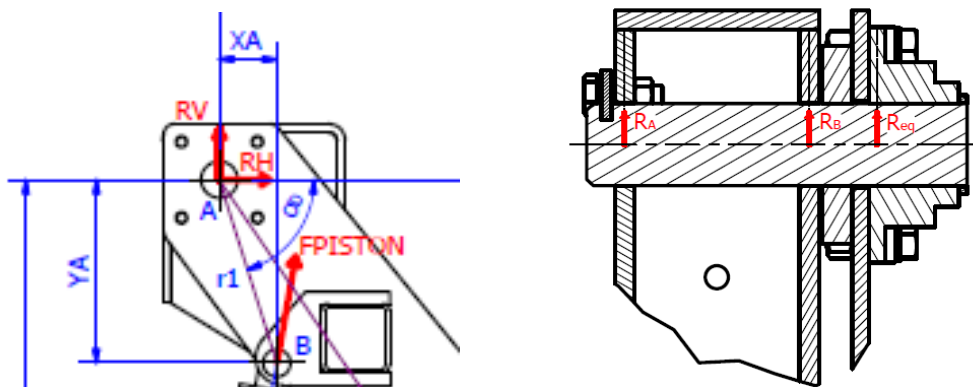


Figura 148. Solicitaciones que actúan sobre el eje de giro

Como se puede observar, sobre el eje únicamente actuarán fuerzas radiales. Se considerará que la carga que incidirá sobre el rodamiento será R_{eq} , que es la resultante de las reacciones R_V y R_H , la cual se ha calculado en el capítulo anterior.

$$R_{eq} = 21,235 \text{ kN}$$

El soporte-brida UCF es capaz de admitir cargas radiales, de empuje y combinadas, por lo que será un modelo adecuado para nuestra máquina.

Por último, se debe comprobar que el modelo seleccionado admite la carga a la que está sometido y que la vida a fatiga del cojinete será lo suficientemente larga. Normalmente el fabricante proporcionará los valores de C y C_o , carga dinámica básica y carga estática básica respectivamente. Estas cargas nominales servirán para constatar la correcta elección del cojinete. En nuestro caso, son los siguientes:

$$C = 35,1 \text{ kN}$$

$$C_o = 23,2 \text{ kN}$$

Como se puede ver la carga que actúa sobre el eje es menor que las cargas nominales de diseño del cojinete.

$$R_{eq} \leq C; 21,235 \text{ kN} \leq 35,1 \text{ kN}$$

$$R_{eq} \leq C_o; 21,235 \text{ kN} \leq 23,2 \text{ kN}$$

Se puede afirmar que, si el rodamiento se encuentra lo suficientemente lubricado y limpio, la falla de los elementos rodantes se presentará por fatiga superficial. Se considera que ocurre la falla cuando la pista o las bolas presentan el primer picado. La vida de un cojinete se mide en revoluciones. [\[Bibliografía Norton\]](#)

Por tanto, para definir la característica carga/vida en un cojinete se utiliza el estándar de vida L_{10} . Esto significa que contemplamos, para la carga de diseño del cojinete, una probabilidad de falla del 10% antes de que se alcance la vida de diseño. En cualquier caso, también se podrá calcular este parámetro L para otras probabilidades de falla.

Con lo cual, se calcula el estándar característico L_{10} y L_p para una probabilidad de falla del 5%, para nuestro rodamiento UCF 201 seleccionado. Como se verá a continuación, para determinar el valor de L para otras probabilidades de falla distintas del 10%, se hará uso de la siguiente tabla:

Tabla 7-5
Factores de confiabilidad R
para una distribución de
Weibull, correspondientes
a la probabilidad de falla P

P%	R%	K_R
50	50	5.0
10	90	1.0
5	95	0.62
4	96	0.53
3	97	0.44
2	98	0.33
1	99	0.21

Figura 149. Factores de confiabilidad R

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{C}{R_{eq}}\right)^3 = \left(\frac{35,1 \text{ kN}}{21,235 \text{ kN}}\right)^3 = \mathbf{4,52 \text{ millones de revoluciones}}$$

$$L_p = K_R \times L_{10} = 0,62 \times 4,52 = \mathbf{2,80 \text{ millones de revoluciones}}$$

Con relación a la carga estática básica C_0 , es posible que haya deformaciones permanentes en las bolas del cojinete, incluso con cargas ligeras, ya que los esfuerzos serán muy altos en la pequeña área de contacto. La falla por estática se aparecerá cuando se produzca una deformación permanente total en la pista y la bola, en cualquier punto de contacto de 0.0001 veces el diámetro d del elemento rodante. A partir de ese límite, deformaciones mayores provocarán el incremento de ruido y la vibración, así como una falla por fatiga prematura. A pesar de que los fabricantes designan un valor de carga estática básica para cada cojinete, normalmente se necesita una carga muy alta para fracturarlo, del orden de $8C_0$. Con lo cual, tal y como se ha visto más arriba, cumpliremos sobradamente con esta condición.

$$R_{eq} \leq C_0; 21,235 \text{ kN} \leq 23,2 \text{ kN}$$

Para mayor fiabilidad, a velocidades de trabajo bajas, como es nuestro caso, se podrá incluso exceder el valor de C_0 sin que se presente la falla; y eliminar los problemas asociados a la vibración. [13]

Para finalizar, se puede añadir que el rodamiento tipo soporte-bridado UCF 210 seleccionado, será capaz de corregir errores de alineación estáticos y carecerá de la necesidad de mantenimiento, ya que poseerá lubricación de por vida.

1.3.6 CÁLCULO DE ESFUERZOS EN TORNILLOS

1.3.6.1.- TORNILLOS AGARRE CONTENEDOR

El conjunto de cuatro tornillos que se estudiará a continuación tendrá por objeto mantener ensamblado el brazo de giro de la máquina junto con el agarre del contenedor. Los sujetadores en cuestión tendrán una función vital en el funcionamiento de la máquina, ya que será los encargados de soportar, junto con el agarre, la carga nominal del contenedor.

Al tratarse de un ensamblaje entre dos placas, se espera que la fricción generada en la junta por la fuerza de sujeción de los tornillos sostenga las cargas a las que está sometida la unión. Por tanto, si la unión está bien apretada, únicamente se soporta la carga axial y fuerzas tangenciales, las cuales se transmiten por rozamiento entre las paredes.

En caso de que el apriete de los tornillos falle, la unión comenzará a trabajar a cortante simple. La falla a cortante se deberá a que estos pernos serán solicitados en dirección normal a su eje. Las dos chapas unidas deslizan entre sí; y entran en contacto con la espiga del tornillo, generando así un esfuerzo cortante en dicha sección. Por tanto, un perno trabajando a cortante se puede representar gráficamente de manera adecuada en las siguientes imágenes.

En nuestro caso concreto, nos encontramos ante una situación algo atípica. El perno estará alojado en un agujero y una guía. Para simplificar el cálculo, se considerará que el tornillo hace tope con el límite superior o inferior de la guía, es decir, se considerará que el sujetador se encuentra en dos agujeros y, por tanto, que trabaja a cortante simple.

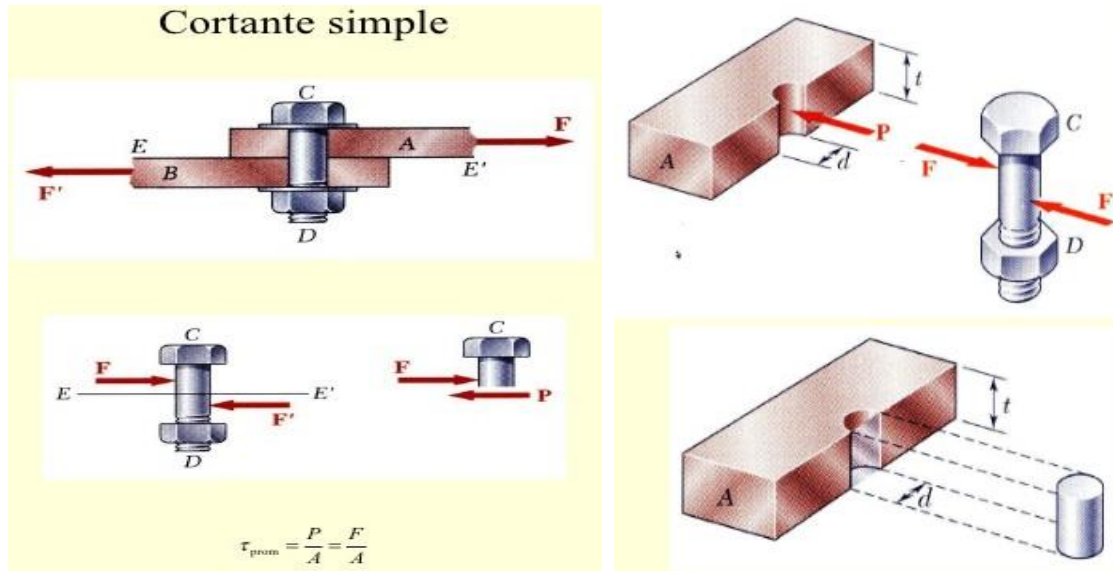


Figura 150. Ilustración esfuerzo cortante en sujetadores

Con lo cual, se analizarán dos situaciones. Una inicial, en la que se considera que el tornillo no soporta cortante, sino que trabaja a tracción debido a que el apriete de la unión es suficiente para soportar la carga; y la relativa a la falla del apriete, en la cual la unión trabajará a cortante simple.

Se comenzará por el análisis a cortante simple y posteriormente se llevará a cabo el análisis a tracción.

ANÁLISIS A CORTANTE

Como ya se comentó en el capítulo relativo a los elementos ajustables, se contemplaban dos posiciones de trabajo diferentes para el agarre, en función de la capacidad del contenedor a elevar. Se realizará el estudio únicamente de la situación más desfavorable, correspondiente a la posición 1, en la cual, se voltea el contenedor de 1.100 litros.

En primer lugar, se va a plasmar la situación a analizar. Al ser la máquina simétrica, se considera un único agarre de cualquiera de los dos lados. En la siguiente ilustración se muestra la unión entre el agarre y el brazo de giro, así como los sujetadores. La flecha amarilla será la carga que incidirá sobre la zona cóncava del agarre, donde apoyaran los pivotes del contenedor.

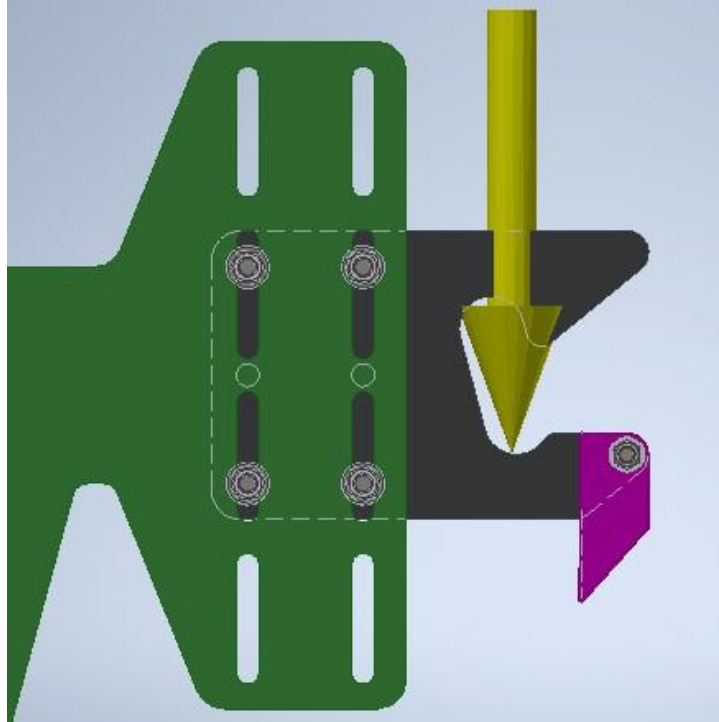


Figura 151. Unión brazo de giro. agarre

Dado que la carga nominal actúa sobre los dos agarres en igual medida, se tomará la mitad de esta fuerza para el cálculo. Por medio de nuestra pieza diseñada en Inventor se podrá extrapolar los datos necesarios para poder proceder al estudio del tornillo.

Como se vio en la imagen anterior, nos encontramos ante el caso de un grupo de sujetadores sometidos a cortante, los cuales se configuran con un patrón geométrico. Para el análisis de fuerzas, en primer lugar, se deberá ubicar la posición del centroide. Esta se situará en el centro geométrico del patrón que presenta nuestra pieza.

Se definen entonces los datos que poseemos hasta el momento:

Pc: Peso que recae sobre un agarre = 2200 N

G: Centroide

L: Distancia desde el punto donde se aplica la carga P hasta G = 146 mm

r: Distancia del centro de cada orificio al punto G = 85 mm

Para el análisis de los esfuerzos, sintetizaremos el ensamblaje de la imagen anterior deteniéndonos únicamente sobre el agarre del contenedor, situando los datos arriba definidos y las cargas.

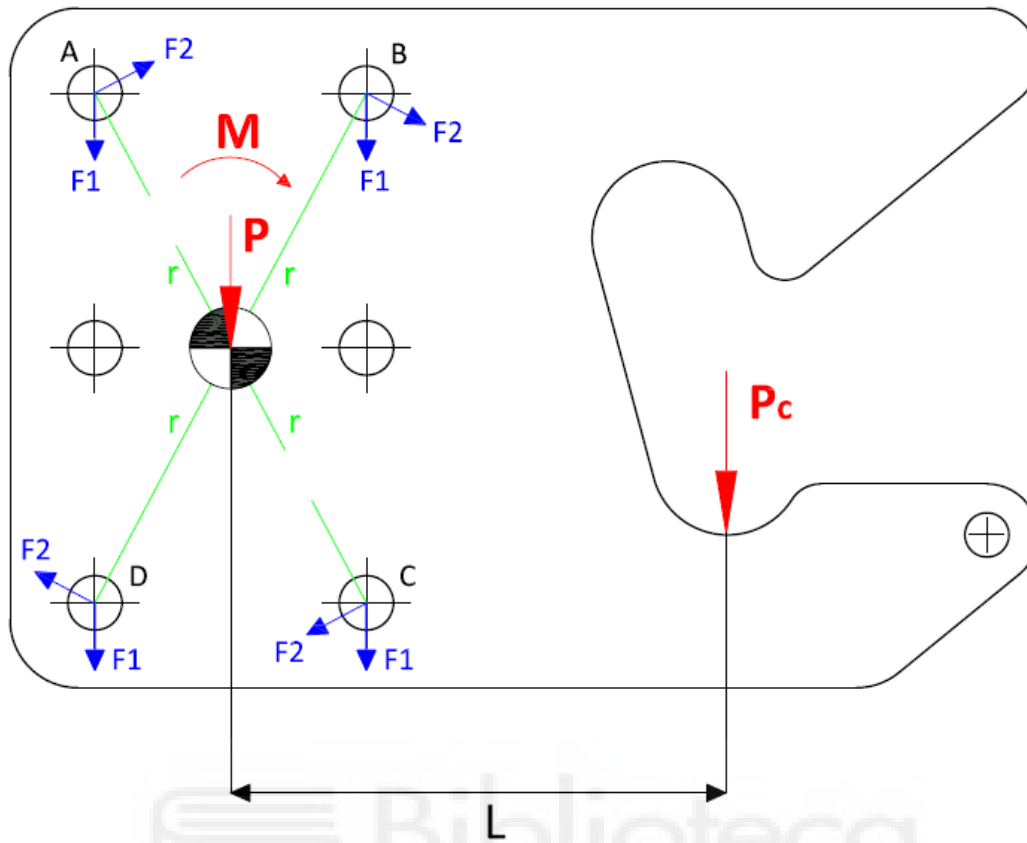


Figura 152. Distribución de cargas en el agarre del contenedor

La carga que incide sobre el área de contacto del agarre con el pivote del contenedor, P_c ; se puede sustituir por una carga P , que actúa a través del centroide; y un momento M que actúa respecto al centroide. P generará reacciones F_1 opuestas e iguales en cada sujetador. Por su parte M originará una segunda reacción F_2 en cada pasador. Esta fuerza será perpendicular al radio entre el centroide y los sujetadores, e irá en el sentido de M .

El objetivo es determinar cuál es la componente más desfavorable entre los cuatro pares de fuerzas reflejados en el diagrama. Para ello, primero se deben hallar los valores del momento y las reacciones que actúan sobre cada tornillo.

$$M = P \times L = 2200 \text{ N} \times 146 \text{ mm} = 321000 \text{ N} \times \text{mm}^2$$

$$F_1 = \frac{P}{4} = \frac{2200 \text{ N}}{4} = 550 \text{ N}$$

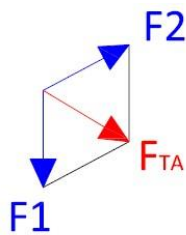
$$F_2 = \frac{M}{4 \times r} = \frac{321000 \text{ N} \times \text{mm}^2}{4 \times 85 \text{ mm}} = 944,71 \text{ N}$$

A continuación, se pueden plantear las ecuaciones de equilibrio relativas a cada sujetador. Gráficamente se puede deducir que las dos mayores resultantes serán las correspondientes a los puntos B y C.

Siendo:

α : Ángulo entre F_2 y la horizontal = $28,27^\circ$

PUNTO A



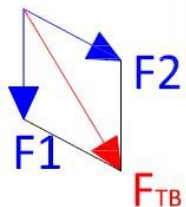
$$F_{XA} = F_{2A} \times \cos \alpha = 944,71 \text{ N} \times \cos (28,27^\circ) = 833,58 \text{ N}$$

$$F_{YA} = F_{1A} - F_{2A} \times \text{sen} \alpha = 550 \text{ N} - 944,71 \times \text{sen} (28,27^\circ) = 105,47 \text{ N}$$

$$F_{TA} = \sqrt{F_{XA}^2 + F_{YA}^2} = \sqrt{833,58 \text{ N}^2 + 105,47 \text{ N}^2} = 840,23 \text{ N}$$

Figura 153. Reacciones en el punto A

PUNTO B



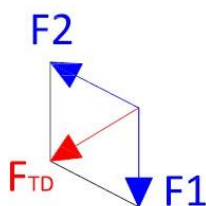
$$F_{XB} = F_{2B} \times \cos \alpha = 944,71 \text{ N} \times \cos (28,27^\circ) = 833,58 \text{ N}$$

$$F_{YB} = F_{1B} + F_{2B} \times \text{sen} \alpha = 550 \text{ N} + 944,71 \times \text{sen} (28,27^\circ) = 944,53 \text{ N}$$

$$F_{TB} = \sqrt{F_{XB}^2 + F_{YB}^2} = \sqrt{833,58 \text{ N}^2 + 944,53 \text{ N}^2} = 1297,67 \text{ N}$$

Figura 154. Reacciones en el punto B

PUNTO C



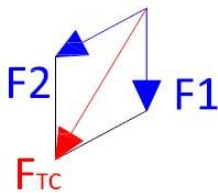
$$F_{XC} = F_{2C} \times \cos \alpha = 944,71 \text{ N} \times \cos (28,27^\circ) = 833,58 \text{ N}$$

$$F_{YC} = F_{1C} + F_{2C} \times \text{sen} \alpha = 550 \text{ N} + 944,71 \times \text{sen} (28,27^\circ) = 944,53 \text{ N}$$

$$F_{TC} = \sqrt{F_{XC}^2 + F_{YC}^2} = \sqrt{833,58 \text{ N}^2 + 944,53 \text{ N}^2} = 1297,67 \text{ N}$$

Figura 155. Reacciones en el punto C

PUNTO D



$$FXD = F2D \times \cos\alpha = 944,71 \text{ N} \times \cos(28,27^\circ) = 833,58 \text{ N}$$

$$FYD = F1D - F2D \times \text{sen}\alpha = 550 \text{ N} - 944,71 \times \text{sen}(28,27^\circ) = 105,47 \text{ N}$$

$$FTD = \sqrt{FXD^2 + FYD^2} = \sqrt{833,58 \text{ N}^2 + 105,47 \text{ N}^2} = 840,23 \text{ N}$$

Figura 156. Reacciones en el punto D

Como se puede observar, las mayores resultantes y, por tanto, las más desfavorables las encontraremos en los puntos B y C. Con lo cual, se tomará cualquiera de estos dos valores para obtener el esfuerzo cortante.

Para poder aplicar la fórmula del esfuerzo cortante, se necesitará extrapolar algunos parámetros característicos del tornillo seleccionado. En nuestro caso, se trata de un tornillo de rosca ISO con métrica 14. A continuación se reflejarán las tablas de las cuales se obtendrán los parámetros del perno, las cuales aparecen reflejadas en el libro de "Diseño de máquinas" de Robert L. Norton. [12]

Tabla 11-5

Factores de área para áreas de cortante de barrido en las cuerdas

Tipo de cuerda	w_j (menor)	w_o (mayor)
UNS/ISO	0.80	0.88
Cuadrada	0.50	0.50
Acme	0.77	0.63
Reforzada	0.90	0.83

Figura 158. Factores de área para áreas de cortante por barrido

Tabla 11-2 Dimensiones principales de cuerdas de tornillos del estándar métrico ISO
Datos calculados con las ecuaciones 11.1; véase la referencia 4 para mayor información

Diámetro mayor d (mm)	Cuerdas gruesas		Cuerdas finas			
	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²)	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo por tensión A_t (mm ²)
3.0	0.50	2.39	5.03			
3.5	0.60	2.76	6.78			
4.0	0.70	3.14	8.78			
5.0	0.80	4.02	14.18			
6.0	1.00	4.77	20.12			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.00	6.77	39.17
10.0	1.50	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.47	92.07
14.0	2.00	11.55	115.44	1.50	12.16	124.55
16.0	2.00	13.55	156.67	1.50	14.16	167.25
18.0	2.50	14.93	192.47	1.50	16.16	216.23
20.0	2.50	16.93	244.79	1.50	18.16	271.50
22.0	2.50	18.93	303.40	1.50	20.16	333.06
24.0	3.00	20.32	352.50	2.00	21.55	384.42
27.0	3.00	23.32	459.41	2.00	24.55	495.74
30.0	3.50	25.71	560.59	2.00	27.55	621.20
33.0	3.50	28.71	693.55	2.00	30.55	760.80
36.0	4.00	31.09	816.72	3.00	32.32	864.94
39.0	4.00	34.09	975.75	3.00	35.32	1028.39

Figura 157. Dimensiones principales de cuerdas de tornillos estándar métrico ISO

Los parámetros que se necesitan para nuestro cálculo son los siguientes:

d_r = Diámetro menor o diámetro de raíz del tornillo = 11,55 mm

p = paso = 2 mm

ω_i = Factor de paso para tipo de cuerda ISO = 0.8

A continuación, el área cortante por barrido A_s , necesaria para determinar el esfuerzo cortante será:

$$A_s = \pi \times d_r \times p \times \omega_i = \pi \times 11,55 \text{ mm} \times 2 \times 0,8 = 58 \text{ mm}^2$$

Ahora sí, se puede determinar el esfuerzo cortante por medio de la siguiente relación:

$$\tau_s = \frac{FT}{A_s} = \frac{1297,67 \text{ N}}{58 \text{ mm}^2} = 22,35 \text{ N/mm}^2$$

Para verificar que nuestro perno cumple a cortante se debe atender a la calidad de este. El tornillo seleccionado tendrá una calidad de 6.8, por tanto, se podrán obtener fácilmente sus características mecánicas por medio de la siguiente tabla:

Tipo	Tornillos ordinarios			Tornillos de alta resistencia	
	4.6	5.6	6.8	8.8	10.9
f_{yb} (N/mm ²)	240	300	480	640	900
f_{ub} (N/mm ²)	400	500	600	800	1.000

Figura 159. Características mecánicas según la calidad del tornillo

La tabla anterior nos muestra los valores de límite elástico y resistencia a la rotura para cada calidad. Estas características las denominaremos S_u y S_y respectivamente.

- S_y : Límite elástico = 480 N/mm²
- S_u : Resistencia a rotura = 600 N/mm²

Hay que añadir que, para la verificación se utilizará el valor corregido del límite elástico S_y' .

$$S_y' = 0,8 \times 480 \text{ N/mm}^2 = 384 \text{ N/mm}^2$$

Se comprueba a cortante:

$$S_u > \tau_s; 600 \text{ N/mm}^2 > 22,35 \text{ N/mm}^2 \quad \text{CUMPLE A CORTANTE}$$

$S_y > \tau_s$; $384 \text{ N/mm}^2 > 22,35 \text{ N/mm}^2$ **TRABAJA ELÁSTICAMENTE**

Para finalizar nuestro análisis de los pernos, se calculará el factor de seguridad por medio de la siguiente división:

$$FS = \frac{S_u}{\tau_s} = \frac{600 \text{ N/mm}^2}{22,35 \text{ N/mm}^2} = 27$$

Como conclusión y dado que se obtiene un factor de seguridad muy alto, el esfuerzo cortante al que están sometidos los tornillos no llegará a ser problemático y por tanto serán capaces de absorber con garantías las sollicitaciones a las que están sometidos.

ANÁLISIS A TRACCIÓN

Normalmente la fuerza de tracción, es decir, el apriete del tornillo, será elegido por el diseñador de la máquina. Este debe estar por debajo del límite de resistencia del material.

Por esta razón se aproximará la fuerza de tracción al 70% de la capacidad de carga máxima a tracción del tornillo.

$$F_{\text{tracción}} = \text{coeficiente aproximación} \times S_u = 0,7 \times 600 \text{ N/mm}^2 = 420 \text{ N/mm}^2$$

Por tanto, para hallar la resistencia de la unión, se calcula la fuerza de apriete del tornillo:

$$F_{\text{apriete}} = F_{\text{tracción}} \times \text{Área esfuerzo tensión} \times \text{coeficiente fricción}$$

El coeficiente de fricción es referido al tratamiento de acabado de las superficies involucradas en la unión. Dado que nuestras superficies son limpiadas mediante cepillos metálicos nos encontraremos antes superficies de clase C, cuyo coeficiente correspondiente es 0,3.

$$\text{Es el coeficiente de rozamiento: } \left\{ \begin{array}{l} \mu = 0,5 \text{ superficies de clase A} \\ \mu = 0,4 \text{ superficies de clase B} \\ \mu = 0,3 \text{ superficies de clase C} \\ \mu = 0,2 \text{ superficies de clase D} \end{array} \right.$$

Figura 160. Coeficiente de fricción para análisis a tracción del tornillo

Con lo cual sustituyendo obtenemos:

$$F_{\text{apriete}} = 420 \text{ N/mm}^2 \times 115,44 \text{ mm}^2 \times 0,3 = 14.545,44 \text{ N}$$

A continuación, se calcula la fuerza capaz de transmitirse por fricción, dividiendo por un factor de seguridad.

$$F_{\text{apriete}}^* = F_{\text{apriete}} / 1,4 = \mathbf{10.389,6 \text{ N}}$$

Para verificar que el apriete de los tornillos no fallará, se debe comprobar que las fuerzas tangenciales que actúan sobre cada sujetador, antes calculadas como F_2 , deben ser inferiores a la fuerza máxima admisible por fricción.

$$10.389,6 \text{ N} \gg 944,71 \text{ N} \text{ CUMPLE}$$

En caso contrario, deberían colocarse tornillos de mayor calidad o mayor diámetro, los cuales permitan apretar más la unión.

1.3.6.2.- TORNILLOS ANCLAJE DEL SISTEMA DE PEINE

Los tornillos que se van a analizar en este apartado serán los encargados de anclar el sistema de peine a la parte móvil de la máquina, más concretamente al brazo de giro. Estos, tendrán la función de soportar la carga nominal de los contenedores pequeños (de dos ruedas); de 120, 240 y 360 l de capacidad, durante el ciclo de volteo. El análisis contemplará que la máquina eleva el contenedor de 360 l, ya que se trataría del caso más desfavorable.

ANÁLISIS A CORTANTE

Nos encontramos ante la misma situación que el apartado anterior. La pletina y el brazo estarán unidas por cuatro tornillos configurados con un patrón geométrico. Las dos placas generaran una fricción que se espera sea suficiente para aguantar la carga nominal del contenedor. Se puede concluir diciendo que nuestros sujetadores trabajaran a cortante.

De la misma forma que en el anterior apartado, se realizará el estudio de la posición más desfavorable del ajuste del anclaje del sistema de peine al brazo, correspondiente a la posición 1, en la cual, se voltea el contenedor de 360 L.

Para simplificar el estudio, se considera que la carga del contenedor actúa de forma distribuida sobre los redondos del extremo del peine. Por otro lado, se deduce que el momento más desfavorable se dará cuando la máquina se encuentre en su posición inicial, es decir, en el momento en que los redondos inician el contacto con el contenedor. En la siguiente ilustración se muestra el ensamblaje en cuestión, reflejando la carga del contenedor con una flecha amarilla.

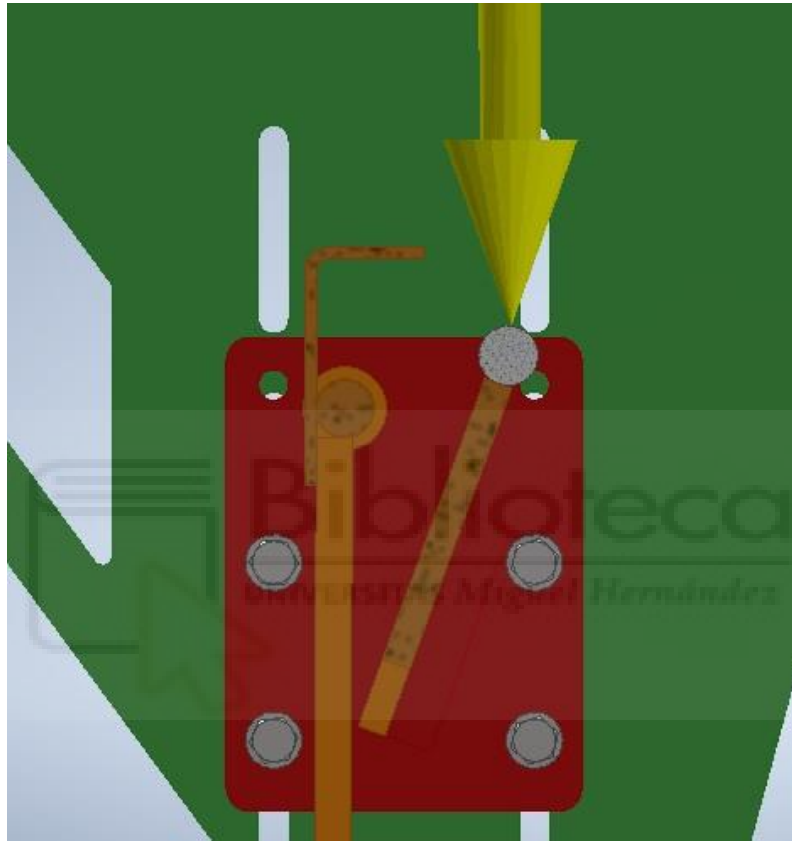


Figura 161. Unión brazo de giro. anclaje del sistema de peine

Para proceder al cálculo, en primer lugar, se situará el centroide en el centro geométrico del patrón que forman los cuatro tornillos. También se deberán extrapolar los siguientes datos, obtenidos de la pletina de anclaje modelada en inventor:

Pc: Carga nominal contenedor de 360 l = 1.360 N

G: Centroide

L: Distancia desde el punto donde se aplica la carga P hasta G = 44 mm

r: Distancia del centro de cada orificio al punto G = 66,6 mm

El estudio de los esfuerzos se centrará en la pletina de anclaje que irá única al brazo de giro. A continuación, se muestra un diagrama esquemático con las reacciones que actúan en la posición de cada tornillo; así como la fuerza y momento generado por la carga nominal del contenedor.

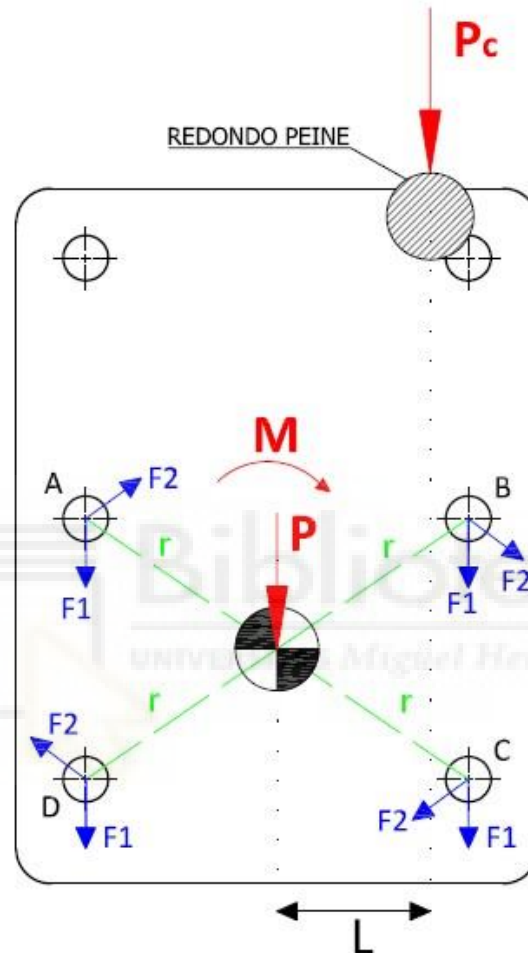


Figura 162. Distribución de cargas en el anclaje del sistema de peine

Atendiendo al diagrama anterior, se procede a calcular los valores del momento y las reacciones que actúan sobre cada tornillo.

$$M = P \times L = 1360 \text{ N} \times 44 \text{ mm} = 59840 \text{ N} \times \text{mm}^2$$

$$F_1 = \frac{P}{4} = \frac{1360 \text{ N}}{4} = 340 \text{ N}$$

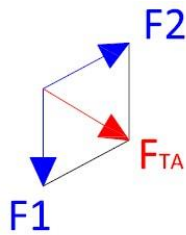
$$F_2 = \frac{M}{4 \times r} = \frac{59840 \text{ N} \times \text{mm}^2}{4 \times 66,6 \text{ mm}} = 224,62 \text{ N}$$

Se determinan a continuación las reacciones generadas en cada sujetador.

Siendo:

α : Ángulo entre F_2 y la horizontal = 36°

PUNTO A



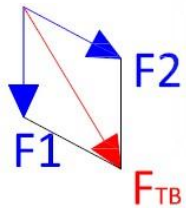
$$F_{XA} = F_{2A} \times \cos \alpha = 224,62 \text{ N} \times \cos (36^\circ) = 181,72 \text{ N}$$

$$F_{YA} = F_{1A} - F_{2A} \times \operatorname{sen} \alpha = 340 \text{ N} - 224,62 \times \operatorname{sen} (36^\circ) = 207,96 \text{ N}$$

$$F_{TA} = \sqrt{F_{XA}^2 + F_{YA}^2} = \sqrt{181,72 \text{ N}^2 + 207,96 \text{ N}^2} = 276,18 \text{ N}$$

Figura 163. Reacciones en el punto A

PUNTO B



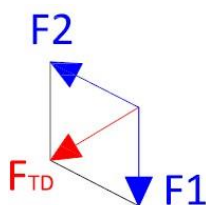
$$F_{XB} = F_{2B} \times \cos \alpha = 224,62 \text{ N} \times \cos (36^\circ) = 181,72 \text{ N}$$

$$F_{YB} = F_{1B} + F_{2B} \times \operatorname{sen} \alpha = 340 \text{ N} + 224,62 \times \operatorname{sen} (36^\circ) = 472,03 \text{ N}$$

$$F_{TB} = \sqrt{F_{XB}^2 + F_{YB}^2} = \sqrt{181,72 \text{ N}^2 + 472,03 \text{ N}^2} = 505,80 \text{ N}$$

Figura 164. Reacciones en el punto B

PUNTO C



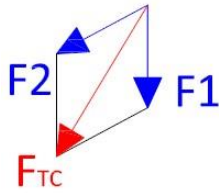
$$F_{XC} = F_{2C} \times \cos \alpha = 224,62 \text{ N} \times \cos (36^\circ) = 181,72 \text{ N}$$

$$F_{YC} = F_{1C} + F_{2C} \times \operatorname{sen} \alpha = 340 \text{ N} + 224,62 \times \operatorname{sen} (36^\circ) = 472,03 \text{ N}$$

$$F_{TC} = \sqrt{F_{XC}^2 + F_{YC}^2} = \sqrt{181,72 \text{ N}^2 + 472,03 \text{ N}^2} = 505,80 \text{ N}$$

Figura 165. Reacciones en el punto C

PUNTO D



$$F_{XD} = F_{2D} \times \cos\alpha = 224,62 \text{ N} \times \cos(36^\circ) = 181,72 \text{ N}$$

$$F_{YD} = F_{1D} - F_{2D} \times \sin\alpha = 340 \text{ N} - 224,62 \times \sin(36^\circ) = 207,96 \text{ N}$$

$$F_{TD} = \sqrt{F_{XD}^2 + F_{YD}^2} = \sqrt{181,72^2 + 207,96^2} = 276,18 \text{ N}$$

Figura 166. Reacciones en el punto D

Los valores máximos de las resultantes se hallarán en los puntos B y C. Por tanto, se afirma que la resultante más desfavorable será de 505,80 N.

Para determinar el esfuerzo cortante, tal y como se realizó para el estudio de los sujetadores del agarre, se consultan las mismas tablas 11-2 y 11-5, con el fin de conseguir los parámetros de entrada. En nuestro caso, los tornillos serán de rosca ISO con métrica 12.

Los datos extraídos para el cálculo son los siguientes:

d_r = Diámetro menor o diámetro de raíz del tornillo = 9,85 mm

p = paso = 1,75 mm

ω_i = Factor de paso para tipo de cuerda ISO = 0.8

El área cortante por barrido A_s , se determinará con la siguiente fórmula:

$$A_s = \pi \times d_r \times p \times \omega_i = \pi \times 9,85 \text{ mm} \times 1,75 \times 0,8 = 43,32 \text{ mm}^2$$

Con los valores que se poseen, será posible hallar el esfuerzo cortante que se dará en el perno que presente la situación de carga más desfavorable:

$$\tau_s = \frac{FT}{A_s} = \frac{505,80 \text{ N}}{43,32 \text{ mm}^2} = 11,68 \text{ N/mm}^2$$

Los tornillos que intervienen en esta unión serán de una calidad 6.8, por tanto, al igual que en el apartado anterior en la tabla de calidades se podrán consultar sus características mecánicas.

Se definen los valores del límite elástico S_u ; y la resistencia a la rotura S_y , para esta clase de tornillos.

- S_y : Límite elástico = 480 N/mm^2
- S_u : Resistencia a rotura = 600 N/mm^2

Se toma para la comparativa el valor corregido del límite elástico S_y' .

$$S_y' = 0,8 \times 480 \text{ N/mm}^2 = 384 \text{ N/mm}^2$$

Se comprueba a cortante:

$$S_u > \tau_s; 600 \text{ N/mm}^2 > 11,68 \text{ N/mm}^2 \quad \text{CUMPLE A CORTANTE}$$

$$S_y' > \tau_s; 384 \text{ N/mm}^2 > 11,68 \text{ N/mm}^2 \quad \text{TRABAJA ELÁSTICAMENTE}$$

Para concluir, se determina el coeficiente de seguridad.

$$FS = \frac{S_u}{\tau_s} = \frac{600 \text{ N/mm}^2}{11,68 \text{ N/mm}^2} = 51,4$$

El coeficiente obtenido tiene un valor muy alto, con lo cual se puede afirmar que el volteador será capaz de elevar contenedores de 360 l con mucha suficiencia.

ANÁLISIS A TRACCIÓN

De la misma manera que en el apartado anterior, se comienza calculando la fuerza de tracción del tornillo.

$$F_{\text{tracción}} = \text{coeficiente aproximación} \times S_u = 0,7 \times 600 \text{ N/mm}^2 = 420 \text{ N/mm}^2$$

A continuación, se halla la resistencia de la unión, es decir, la fuerza de apriete del tornillo:

$$F_{\text{apriete}} = F_{\text{tracción}} \times \text{Área esfuerzo tensión} \times \text{coeficiente fricción}$$

De igual forma que en el caso anterior, el coeficiente de fricción será 0,3.

$$F_{\text{apriete}} = 420 \text{ N/mm}^2 \times 84,27 \text{ mm}^2 \times 0,3 = 10.618,02 \text{ N}$$

Se calcula la fuerza capaz de transmitirse por fricción:

$$F_{\text{apriete}}^* = F_{\text{apriete}} / 1,4 = \mathbf{7.584,3 \text{ N}}$$

Por último, se verifica que el apriete de los tornillos cumple, comparando las fuerzas tangenciales que actúan sobre cada sujetador con la fuerza máxima admisible por fricción.

$$7.584,3 \text{ N} \gg 160,86 \text{ N} \text{ CUMPLE}$$

1.3.6.3.- TORNILLOS ANCLAJE DE CARTELA PEINE

ANÁLISIS A TRACCIÓN

Para estas uniones sería suficiente con calcular únicamente la capacidad de esfuerzo transmisible por fricción.

Según se observa en las fotografías siguientes la unión se encuentra oblicua, posee una inclinación de 20°.

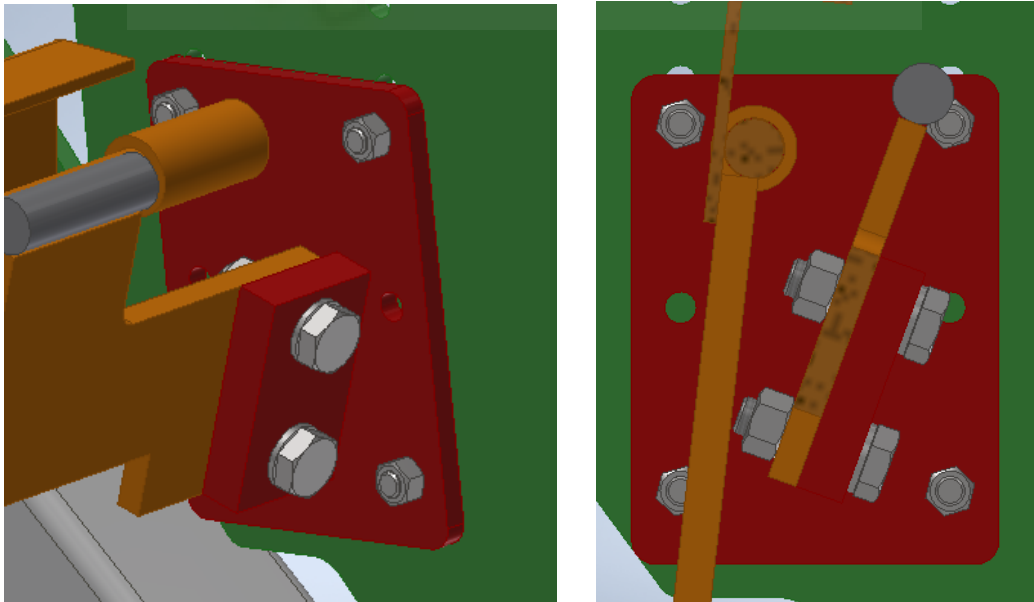


Figura 167. Unión entre el anclaje del sistema de peine y la pletina oblicua

Para el cálculo se considerará que el peso a elevar será la carga nominal del contenedor de 360 L. Este tamaño de contenedor es el de mayor capacidad que es capaz de levantar el sistema de peine y por tanto representará el caso más desfavorable.

$$P = 136 \text{ Kg} = 1.360 \text{ N}$$

Antes de proceder al cálculo, se determina la fuerza tangencial que se ejerce sobre los tornillos, aquella que va paralela a la superficie de la unión.

Se trata de descomponer la fuerza aplicada sobre el sistema peine para hallar la componente tangencial:

$$F_{\text{tangencial}} = P \times \cos(20^\circ) = 1.360 \text{ N} \times \cos(20^\circ) = 555 \text{ N}$$

Esta fuerza tangencial la dividiremos entre 2 considerando que la carga se distribuye por igual en los dos tornillos. Con lo cual, $F_{\text{tangencial}^*} = 277,5 \text{ N}$

Ahora, al igual que en los análisis a tracción e los apartados anteriores, se calcula la fuerza de apriete del tornillo y la comparamos con la fuerza tangencial hallada.

$$F_{\text{tracción}} = \text{coeficiente aproximación} \times S_u = 0,7 \times 600 \text{ N/mm}^2 = 420 \text{ N/mm}^2$$

Se determina la fuerza de apriete, siendo los tornillos utilizados en esta unión de métrica M16.

$$F_{\text{apriete}} = F_{\text{tracción}} \times \text{Área esfuerzo tensión} \times \text{coeficiente fricción}$$

Siendo el coeficiente de fricción igual a 0,3.

$$F_{\text{apriete}} = 420 \text{ N/mm}^2 \times 156,67 \text{ mm}^2 \times 0,3 = 19.740,42 \text{ N}$$

Por tanto, la fuerza capaz de transmitirse por fricción:

$$F_{\text{apriete}^*} = F_{\text{apriete}} / 1,4 = \mathbf{14.100,3 \text{ N}}$$

Para concluir, verificamos que el valor obtenido cumpliría con solvencia.

$$14.100,3 \text{ N} >> 277,5 \text{ N} \quad \mathbf{CUMPLE}$$

1.3.7 CÁLCULO DE ESFUERZOS EN LAS CARTELAS DE LOS ANCLAJES DEL CILINDRO

El pistón encargado de suplir la fuerza a la parte móvil para la elevación del contenedor transmitirá esta fuerza a los anclajes donde se une el conjunto del cilindro hidráulico a la máquina. Estos anclajes estarán formados por dos cartelas separadas una distancia y por un bulón, el cual posibilitará el anclaje. Por tanto, la carga F_{PISTON} , calculada en el punto 1.3.1, se transmitirá al bulón y posteriormente a las cartelas. Se originará un esfuerzo de aplastamiento, también llamado de apoyo nominal, que generará un esfuerzo de compresión aplicado en la superficie de contacto del bulón sobre las cartelas en la dirección de la F_{PISTON} .

A continuación, se muestra la imagen a modo de ejemplo de este fenómeno. A pesar de ser un caso distinto, ya que se trata de un tornillo introducido en el agujero de una placa, los fundamentos serán los mismos.

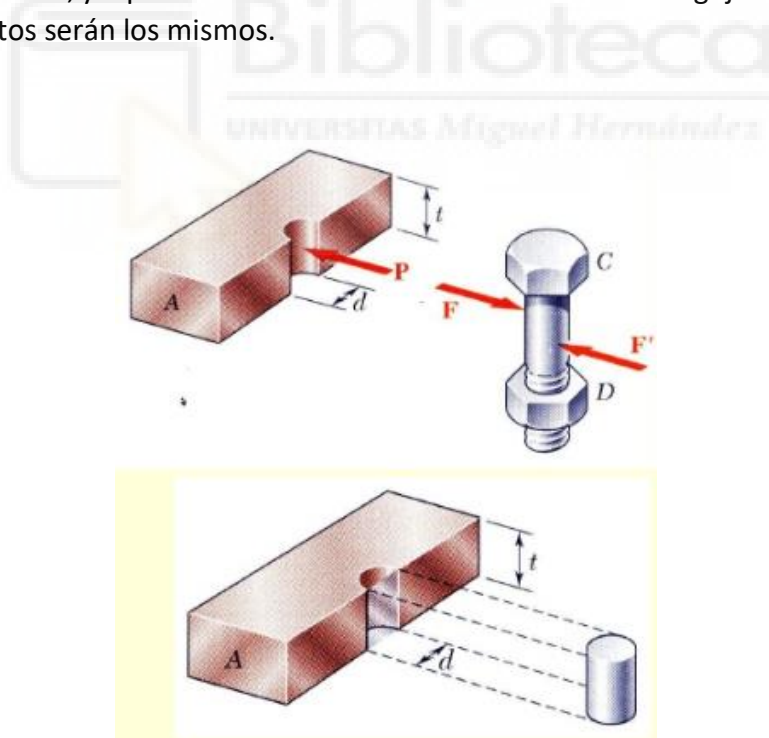


Figura 168. Ilustración esfuerzo de aplastamiento en sujetadores

Como se ha enunciado antes, en nuestro caso, la máquina posee dos anclajes para el cilindro; uno superior y uno inferior; con un par de cartelas cada uno. La imagen inferior muestra de forma esquemática la dirección y el sentido en el que la F_{PISTON} incide en los anclajes.

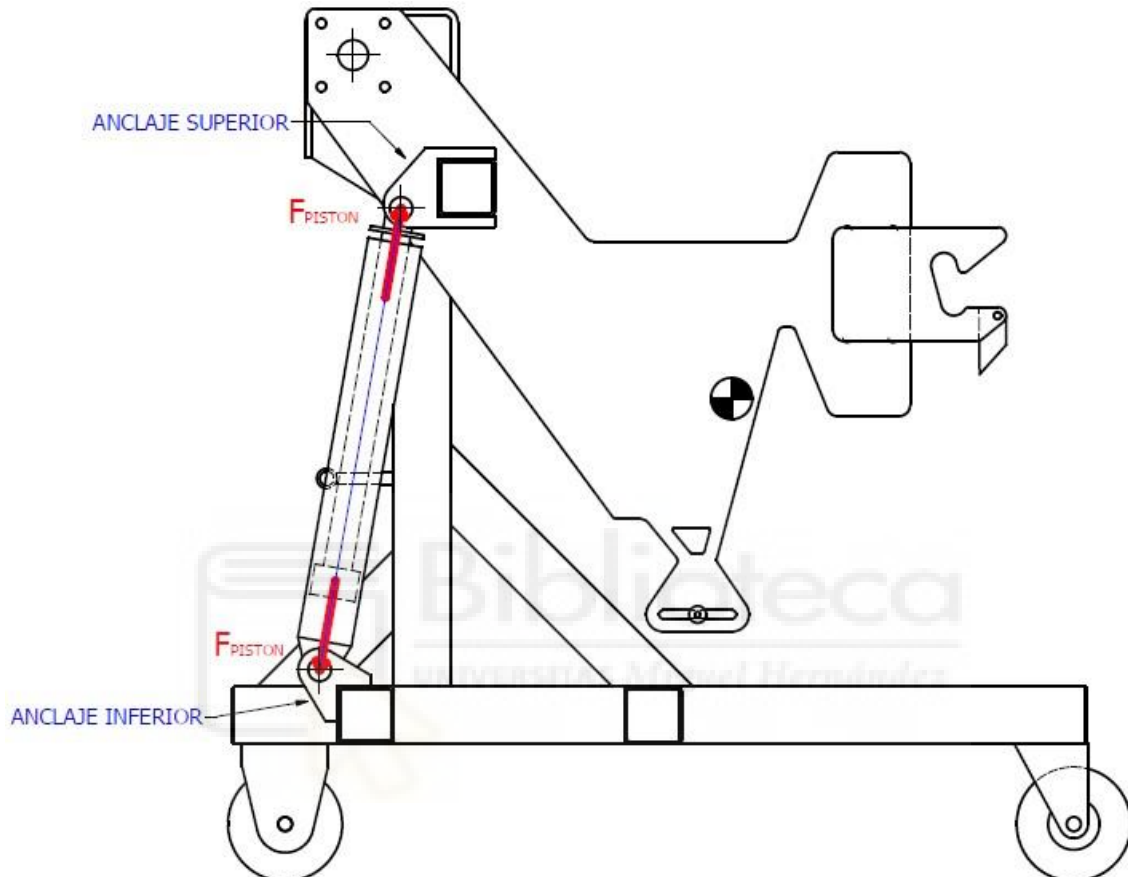


Figura 169. Dirección y sentido de la fuerza ejercida por el pistón sobre los anclajes superior e inferior del cilindro

Para el cálculo de esfuerzo de aplastamiento, las variables que jugarán un papel fundamental serán el espesor de las cartelas y el diámetro del agujero por el que se introduce el bulón para el anclaje. En el caso del volteador, estos parámetros resultaran iguales tanto en cartelas superiores como inferiores. Por tanto, a pesar de que ambos pares de chapa poseen una geometría y una distancia de separación diferente, estas cuestiones serán irrelevantes. Será necesario únicamente realizar el cálculo para uno de los dos pares.

Para proceder al cálculo se debe prestar atención a las siguientes imágenes, las cuales nos ayudaran a entender gráficamente cómo funciona el esfuerzo de aplastamiento. Dado que para el cálculo sería suficiente con analizar uno de los dos anclajes, nos centramos en el inferior.

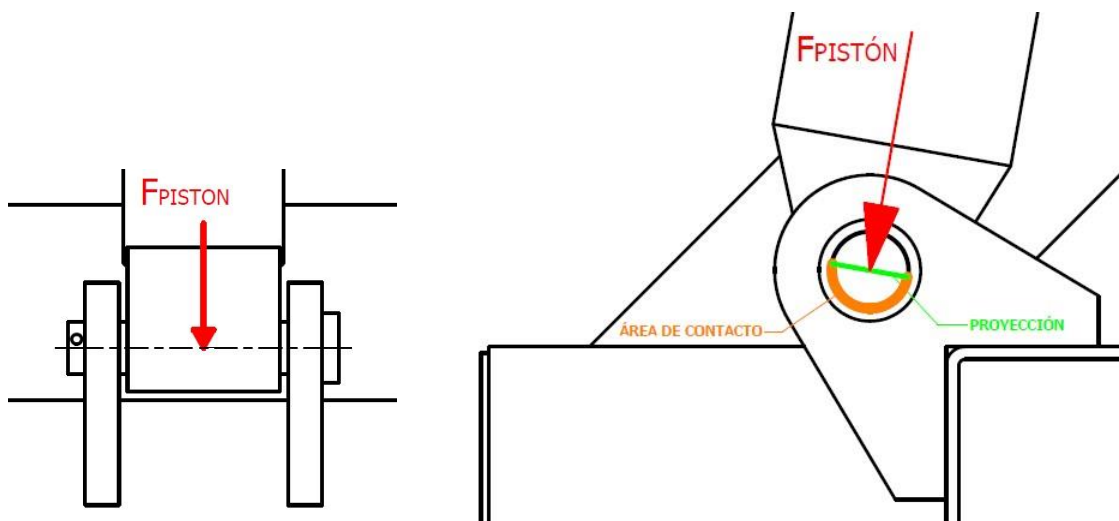


Figura 170. Esfuerzo de aplastamiento generado sobre el anclaje inferior del cilindro

A partir de estas dos ilustraciones se extraen las siguientes conclusiones:

- La F_{PISTON} se deberá dividir entre dos, ya que serán dos las cartelas que soporten la misma. Situación mostrada en la imagen de la izquierda.
- La zona de incidencia a analizar será la mitad de la circunferencia del agujero de la cartela; pero para el cálculo se tomará la proyección de esta, es decir, el diámetro del agujero. Situación mostrada en la imagen de la derecha.

Siendo:

e: espesor de la cartela = 20 mm

d: diámetro del agujero de la cartela = 30,5 mm

La fórmula que nos permitirá calcular el esfuerzo de aplastamiento es la siguiente:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F_{PISTON}}{e \times d} = \frac{1338,945 \text{ N}}{20\text{mm} \times 30,5 \text{ mm}} = 2,19 \text{ N/mm}^2$$

Por último, se va a calcular el coeficiente de seguridad, sabiendo que las cartelas estarán compuestas de acero S235, el cual tiene un límite elástico $S_G = 235 \text{ N/mm}^2$.

$$CS = \frac{S_G}{\sigma_{um}} = \frac{235 \text{ N/mm}^2}{2,19 \text{ N/mm}^2} = 107,06$$

Como se puede observar, el coeficiente de seguridad es considerablemente alto, con lo cual se concluye diciendo que las cartelas estarán preparadas para absorber la fuerza del cilindro hidráulico con bastante solvencia.

1.3.8 SELECCIÓN DE LAS RUEDAS DEL VOLTEADOR

Como se avanzaba en los requerimientos del proyecto, nuestra máquina constará de cuatro ruedas, dos de ellas fijas y dos giratorias con freno. Nuestro volteador se diseñará de forma que las dos ruedas giratorias con freno se sitúen en el lado donde se realiza la cogida del contenedor para favorecer la maniobrabilidad por parte del operario, mientras que las fijas se situaran en lado opuesto.

En primer lugar, para realizar una buena elección del tipo y modelo de ruedas se deben tener en cuenta las siguientes condiciones:

- Tipo de uso
- Capacidad de carga
- Material y propiedades
- Dimensiones.

TIPO DE USO

Las ruedas de nuestro volteador están pensadas para que se les dé un uso industrial, ideales para trabajar en plantas de producción o grandes superficies. La naturaleza, las condiciones del suelo y la presencia de eventuales obstáculos influyen en la selección de la rueda y son factores determinantes para el comportamiento de la máquina en movimiento, el rendimiento y la duración de las ruedas y de los soportes. Por tanto, se dirá que las ruedas en cuestión estarán pensadas para operar en suelos poco rugosos o lisos y espacios amplios sin excesivos obstáculos.

DIMENSIONES

En cuanto a las dimensiones de nuestro modelo de rueda, ésta deberá adaptarse al diseño del volteador, presentando una altura total de 240 mm, siendo la anchura de esta y el peso aspectos secundarios a tener en cuenta.

CAPACIDAD DE CARGA

La capacidad de carga de una rueda se calcula teniendo en cuenta el peso de la carga que deberá transportar. Se debe tener presente que normalmente las 4 ruedas no están siempre en contacto con el suelo, por tanto, para mayor seguridad, la suma del peso total de la máquina y el peso del contenedor de mayor capacidad nominal a elevar lo dividiremos entre 3, consiguiendo así un buen margen.

Se tiene que el peso de nuestra parte fija es de unos 278 Kg y el de la parte móvil aproximadamente de 200 Kg. Nuestra máquina tendrá un peso total de 478 Kg a los cuales debemos sumarle la carga nominal del contenedor más grande que es capaz de transportar y elevar, el de 1100 L, siendo esta de 440 Kg. Por tanto, el peso total a transportar y a soportar por el conjunto de las ruedas sería de 918 Kg.

Si se divide esta cantidad entre 3 obtenemos la capacidad de carga que deberá tener cada rueda de nuestro volteador. La división da 306 Kg, pero buscaremos unas ruedas normalizadas que se aproximen a esta capacidad de carga, y las más próximas que encontramos son las correspondientes a capacidad de carga de 300 Kg.

Tal y como se mencionó anteriormente, la altura a la que debemos ajustarnos será de 240 mm; se buscará un modelo normalizado acorde a dichas dimensiones de diseño. Por tanto, a pesar de sobrepasar el límite de carga establecido inicialmente, se cumplirá sobradamente ya que el margen es bastante amplio al haber realizado la división del peso total entre 3, en vez de entre 4.

Otro factor a tener en cuenta es la velocidad de desplazamiento, ya que al aumentar esta disminuye la capacidad de carga. Debido a que las velocidades para las que está previsto desplazar nuestra máquina son muy pequeñas, en torno a los 4 Km/h, este factor no afectará a nuestra elección.

MATERIAL Y PROPIEDADES

También será preciso evaluar la compatibilidad de los materiales que componen la rueda con las condiciones químicas-ambientales, la temperatura y la humedad del entorno y los fenómenos electrostáticos en que la rueda deberá actuar.

Se prevé un uso a temperatura ambiente, operando tanto al exterior como en recintos interiores.

Se escogerán como materiales de la rueda el nylon y el poliuretano, debido a su buena resistencia al desgaste, a la deformación y a los agentes atmosféricos, hidrocarburos, grasas y aceites. También ofrece una buena protección de los suelos y poseen buen aspecto y acabado. Tienen un rodar suave y silencioso, no se oxidan y precisan de un mantenimiento mínimo.

CONCLUSION

Con toda esta serie de características y teniendo en cuenta que debe tratarse de un modelo de rueda industrial normalizado se han escogido los siguientes modelos de rueda de la marca GAYNER, correspondientes a la rueda fija y a la rueda giratoria con freno:

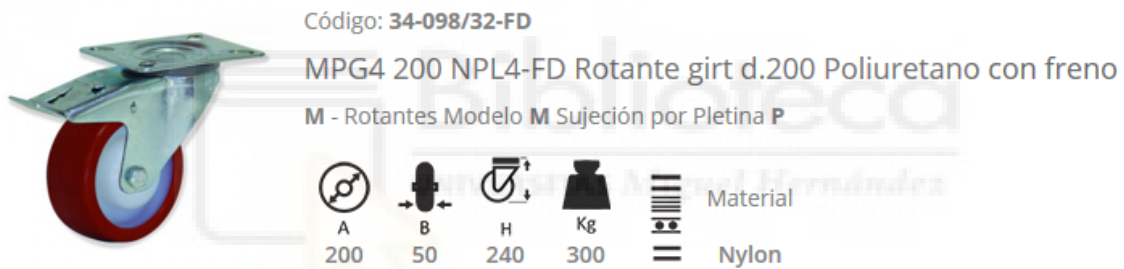


Figura 171. Rueda con rotante giratorio con freno



Figura 172. Rueda con rotante fijo

1.3.9 ANÁLISIS TENSIÓN EN INVENTOR

INTRODUCCION

El análisis de tensión por elementos finitos de Autodesk Inventor Profesional se ha utilizado para simular el comportamiento de un conjunto o una pieza mecánica en condiciones de carga estructural. Dicho estudio tiene la finalidad de plantear mejores alternativas de diseño; y de verificar que soporta satisfactoriamente las solicitaciones a las que está sometido.

Este entorno de Inventor se fundamenta en una tecnología ampliamente utilizada en el campo de la ingeniería, ANSYS. Esta permite a los fabricantes localizar donde van a encontrarse los puntos críticos de falla; y como se distribuyen las tensiones y deformaciones; con el fin de mejorar el funcionamiento, optimizar el diseño y ampliar la vida útil del producto.

En comparación con otros módulos de análisis de tensión, el de Inventor no es de los más potentes, pero permitirá verificar con suficiencia si un prototipo trabajará según las especificaciones sin necesidad de fabricarlo. Por tanto, en las primeras fases del diseño se garantizará que el modelo es satisfactorio para el uso esperado sin que se rompa o deforme.

Para realizar estos estudios en este tipo de softwares, en primer lugar, se deben definir los parámetros de entrada. Decir que, una vez el programa ha ejecutado la simulación, permite:

- Crear diferentes casos para una misma pieza/ensamblaje.
- Realizar el modelado geométrico.
- Realizar la detección automática de contactos.
- Generar las mallas.
- Resolver el modelo para cada punto de datos.

Inventor devolverá una solución gráfica (escala de colores a lo largo del producto) y valores numéricos (máximos y mínimos) que permitirán evaluar el resultado de la simulación y decidir si se deben modificar los datos introducidos, o bien, replantear el diseño.

1.3.9.1 ANÁLISIS DE TENSION EN SUBCONJUNTO TRAVESAÑO – BRAZOS DE GIRO

En este apartado, se van a encarar uno de los puntos críticos que presenta la máquina durante su ciclo de volteo. El cilindro hidráulico transmite una fuerza que debe ser absorbida por el travesañó de la parte móvil que une los dos brazos de giro. Este deberá ser lo suficientemente robusto para soportar el empuje del pistón.

Para simplificar el Análisis de tensión, se ha tomado el ensamblaje únicamente formado por el travesañó, los dos brazos de giro y las cartelas que hacen de anclaje superior del cilindro. Se considera que todas estas piezas estarán unidas por medio de soldadura.

Los datos e imágenes que se mostrarán a continuación se han extrapolado del informe generado por inventor correspondiente a esta simulación.

GEOMETRIA Y MALLA

Según el material escogido para las diversas piezas que forman el conjunto y las dimensiones de diseño de estas, el programa será capaz de calcular la masa, el volumen y el área, entre otras propiedades físicas características.

TABLA 1	
Geometría conjunto travesañó-anclaje-brazos de giro	
Masa Del conjunto	85,3693 kg
Volumen del conjunto	10.875.100 mm ³
Área del conjunto	2.821.080 mm ²

A la hora de configurar los parámetros de malla, se mantendrán los valores por defecto de Inventor con el fin de obtener, la densidad de malla adecuada para la simulación y, por consiguiente, unos resultados óptimos. A continuación, se muestran los parámetros predeterminados; y los nodos y elementos que se generarían a partir de nuestro conjunto:

TABLA 2	
Datos malla	
Tamaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0,1
Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0,2
Factor de modificación	1,5
Ángulo máximo de giro	60 gr
Nodos	63.701
Elementos	35.420

DATOS DEL MATERIAL

Se considera que el comportamiento de un material estará sujeto a las siguientes condiciones para el análisis de tensión:

- Lineal: La tensión es directamente proporcional a la presión.
- Constante: la temperatura de todas las propiedades es independiente.
- Homogéneo: el material presenta las mismas propiedades en cualquier parte de la pieza.
- Isotrópico: las propiedades mecánicas y térmicas del material son las mismas en todas las direcciones.

El material que conforma las piezas que forman el subconjunto objeto del análisis son en su totalidad de acero, el cual muestra las siguientes características mecánicas:

TABLA 3	
Acero	
Módulo de Young	210 GPa
Coefficiente de Poisson	0,3 su
Densidad de masa	7,85 g/cm ³
Límite de elasticidad	207 MPa
Resistencia máxima a tracción	345 MPa

CARGAS Y RESTRICCIONES

La única carga considerada para el estudio ha sido la F_{PISTON} , cuyo valor es igual a 26.778,9 N. Esta fuerza tiene dirección ascendente e incide sobre las cartelas con una orientación de 80° . En el capítulo referido al esfuerzo de aplastamiento en las cartelas se afirmó que cada cartela soportará la mitad de la carga que genera el pistón. Debido a que en el entorno de análisis de tensión de inventor es complicado definir una carga con una orientación exacta; en nuestro caso se ha optado por aplicar las componentes horizontal y vertical de F_{PISTON} sobre ambas cartelas. Por tanto, las fuerzas aplicadas a cada cartela serán las siguientes:

$$F_x = 2.094,57 \text{ N}$$

$$F_y = 13.224,6 \text{ N}$$

Una vez se tiene definido dónde van situadas las sollicitaciones que afectan al conjunto, se puede proceder a introducir en el entorno de análisis de tensión de Inventor. En la siguiente tabla se definen las magnitudes y vectores de las cargas.

TABLA 4 Definición de cargas			
Nombre	Tipo	Magnitud	Vector
Carga 1	Fuerza de superficie	2.094,570 N	0 N 0 N -2.094,570 N
Carga 2	Fuerza de superficie	13.224,600 mm	0 mm 13.224,600 mm 0 mm
Carga 3	Fuerza de superficie	13.224,600 mm	0 mm 13.224,600 mm 0 mm
Carga 4	Fuerza de superficie	2.094,570 N	0 N 0 N -2.094,570 N

En las siguientes ilustraciones se muestra donde se han situado las cargas en el subconjunto:

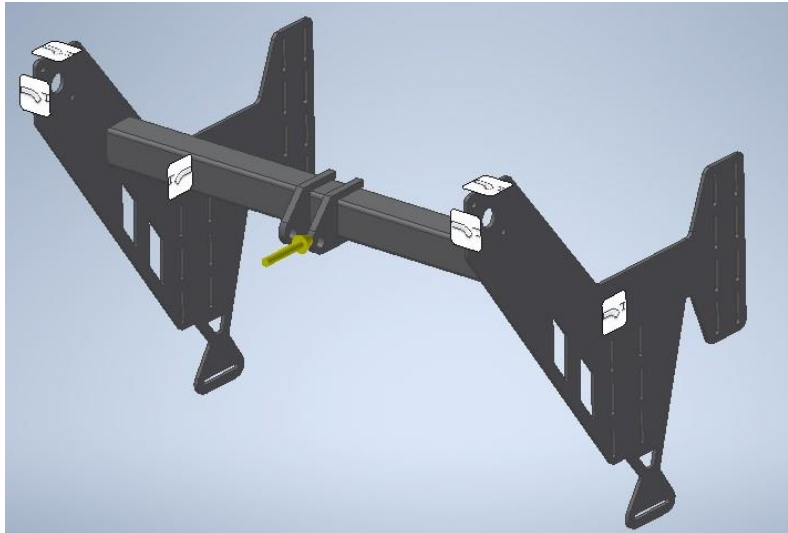


Figura 173. Localización carga 1

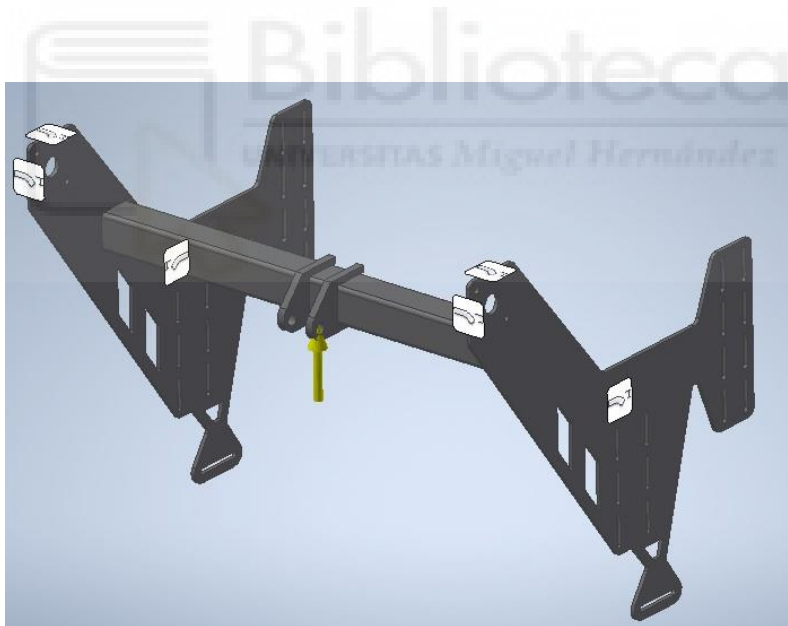


Figura 174. Localización carga 2

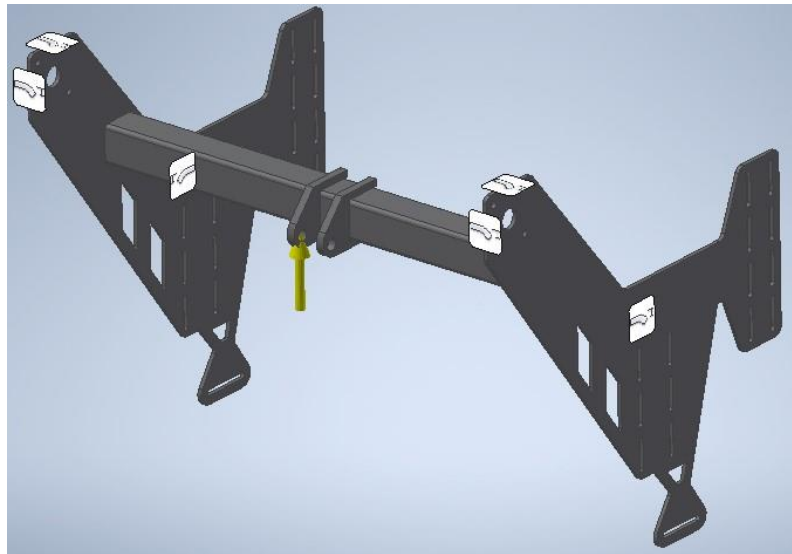


Figura 175. Localización carga 3

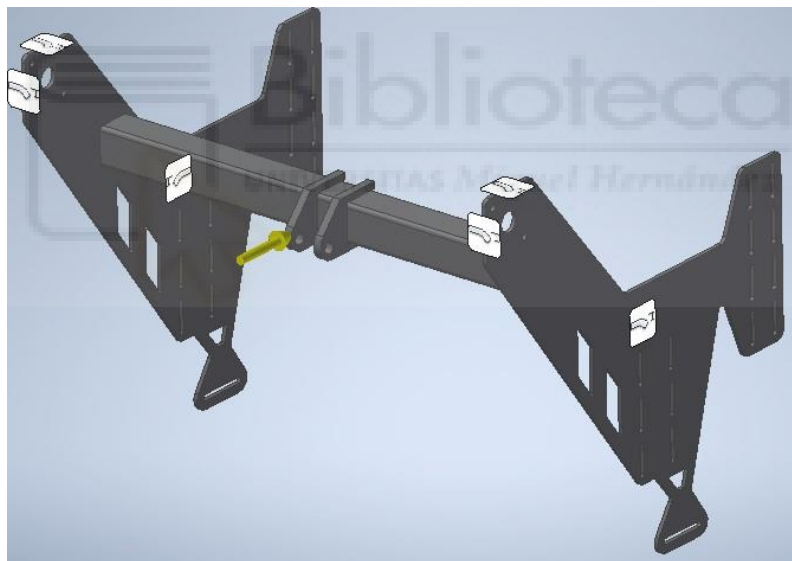


Figura 176. Localización carga 4

Para poder realizar la simulación del análisis de tensión, se debe tener en cuenta que elementos del conjunto se van a considerar fijos durante la aplicación de la fuerza. Con lo cual, limitaremos los grados de libertad de las partes que permanecen inmóviles por medio de una serie de restricciones, las cuales se muestran en la siguiente tabla.

TABLA 5			
Definición de restricciones			
Nombre	Tipo	Magnitud	Vector
Restricción fija 1	Restricción fija de superficie	0 mm	0 mm 0 mm 0 mm
Restricción fija 2	Restricción fija de superficie	0 mm	0 mm 0 mm 0 mm
Restricción fija 3	Restricción fija de superficie	0 mm	0 mm 0 mm 0 mm
Restricción fija 4	Restricción fija de superficie	0 mm	0 mm 0 mm 0 mm
Restricción fija 5	Restricción fija de superficie	0 mm	0 mm 0 mm 0 mm
Restricción fija 6	Restricción fija de superficie	0 mm	0 mm 0 mm 0 mm

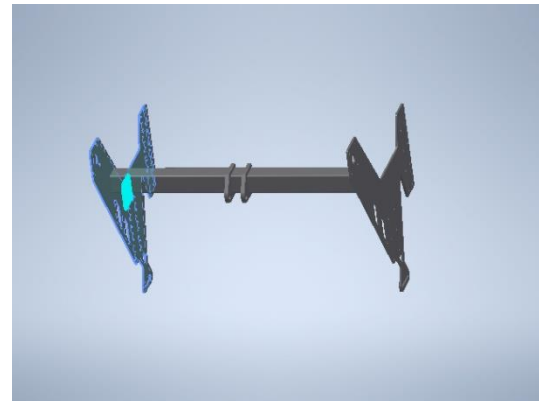
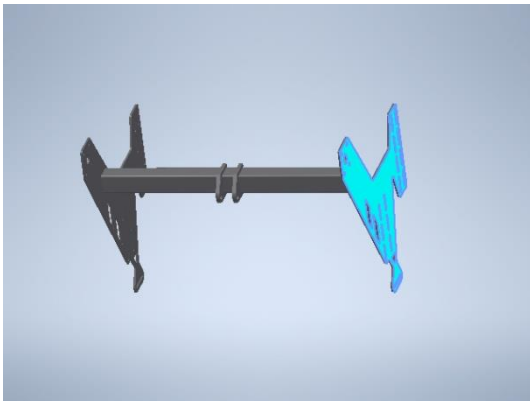


Figura 177. Restricciones fijas de superficie 1 y 2 respectivamente

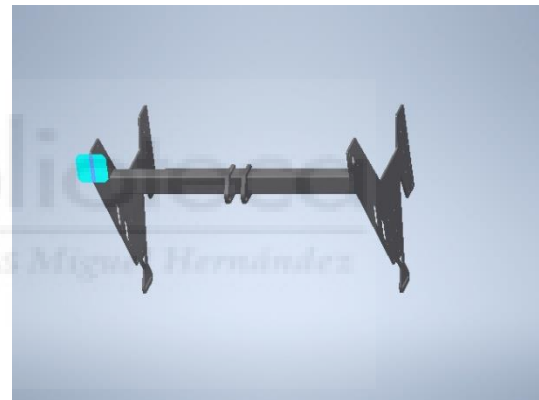
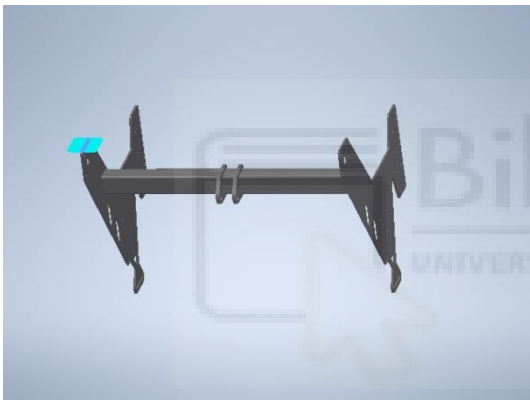


Figura 178. Restricciones fijas de superficie 3 y 4 respectivamente

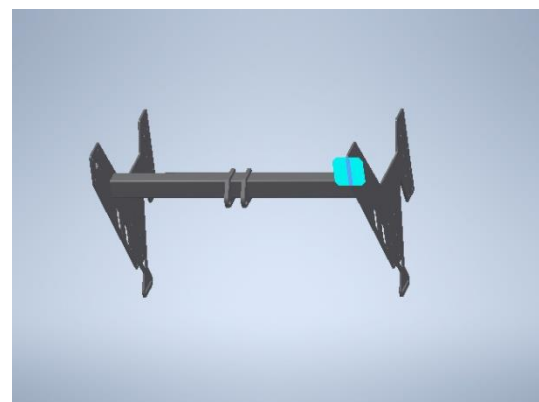
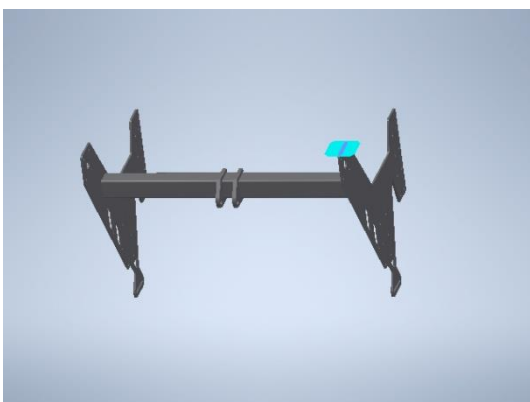


Figura 179. Restricciones fijas de superficie 5 y 6 respectivamente

RESULTADOS

Una vez ejecutada la simulación, el módulo ANSYS de Inventor nos devuelve las magnitudes y los vectores de las reacciones en las áreas donde hemos situado las restricciones.

TABLA 6				
Reacciones de las restricciones				
Nombre	Fuerza de reacción	de Vector	Pares de reacción	vector
Restricción fija 1	13.389,6 N	-633,611 N -13.208,8 N 2.099,4 N	6.784,76 N m	4.994,29 N m 541,41 N m 4.560,36 N m
Restricción fija 2	13.417,8 N	640,671 N -13.236,9 N 2.100,17 N	6.812,42 N m	5.005,07 N m -543,873 N m -4.589,4 N m
Restricción fija 3	0,0647782 N	0,0368811 N 0,0195433 N 0,0495385 N	0,00212717 N m	0,0016713 N m -0,00131551 N m 0,0000323782 N m
Restricción fija 4	0,0303095 N	0,00145886 N 0,0167046 N -0,0252487 N	0,0014541 N m	0,00107008 N m 0,0000380027 N m 0,000983824 N m
Restricción fija 5	0,0203303 N	-0,000660665 N -0,0192393 N 0,00653706 N	0,00116893 N m	-0,0011597 N m 0,000140195 N m 0,0000429384 N m
Restricción fija 6	0,00939589 N	-0,00123554 N 0,00882161 N -0,00298923 N	0,000201253 N m	0,000166233 N m -0,000008954 N m -0,000113089 N m

Paralelamente, el programa calcula los resultados relacionados con las tensiones y deformaciones que sufre la pieza según las variables de entrada que hemos ido definiendo (material, restricciones, cargas, contactos y malla):

TABLA 7		
Resultados		
Nombre	Mínimo	Máximo
Tensión de Von Mises	0,0000000000000924923 MPa	152,587 MPa
Primera tensión principal	-22,453 MPa	140,964 MPa
Tercera tensión principal	-149,803 MPa	31,0022 MPa
Deformación	0 mm	1,07793 mm
Coefficiente de seguridad	1,3566 su	15 su

Para poder interpretar los resultados que calcula Inventor, primero se debe conocer que indica cada uno de ellos:

- Tensión de Von Mises: Se trata de una tensión que nos servirá para comparar si con las cargas definidas nuestro material romperá. Esto se determinará comparándola con la tensión máxima admisible del material.
- Primera tensión principal: La primera tensión principal proporciona el valor de la tensión que es normal al plano en el que la tensión de corte es cero. Nos ayudará a comprender la tensión de elasticidad máxima inducida en la pieza por las condiciones de carga.
- Tercera tensión principal: La tercera tensión principal actúa en la dirección normal al plano en el que la tensión de corte es cero. Ayuda a comprender la tensión máxima de compresión inducida en la pieza por las condiciones de carga.
- Deformación: Mostrará el desplazamiento que sufren cada uno de los puntos analizados con respecto a la posición inicial.
- Coeficiente de seguridad: Designa los puntos o zonas más susceptibles a fallar.

En las siguientes imágenes se puede observar como la escala de colores muestra las diferentes concentraciones de esfuerzos, siendo más altas las de color rojo y más bajas las de color azul para las tensiones y deformaciones. En cuanto al coeficiente de seguridad, el color rojo corresponderá a los valores más bajos, es decir, a las zonas más solicitadas y, por tanto, las más susceptibles de fallar bajo la acción las cargas.

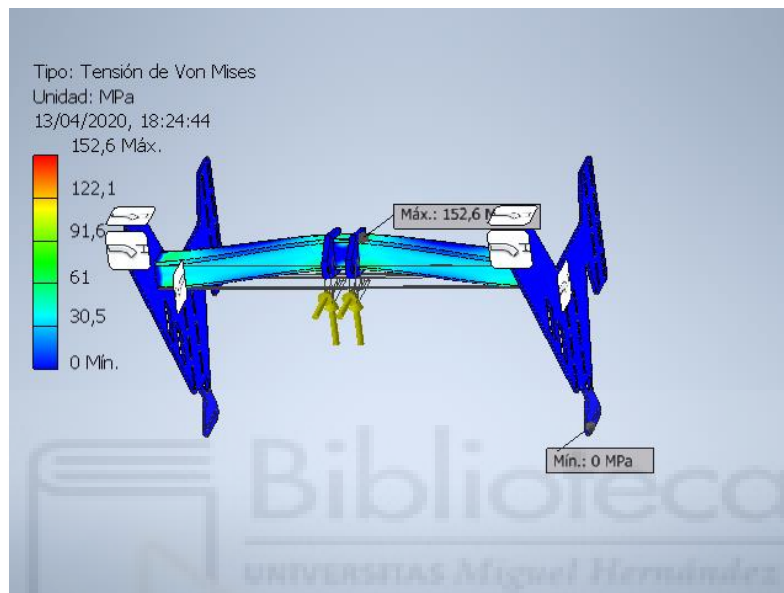


Figura 180. Resultados del análisis. Tensión de Von Mises

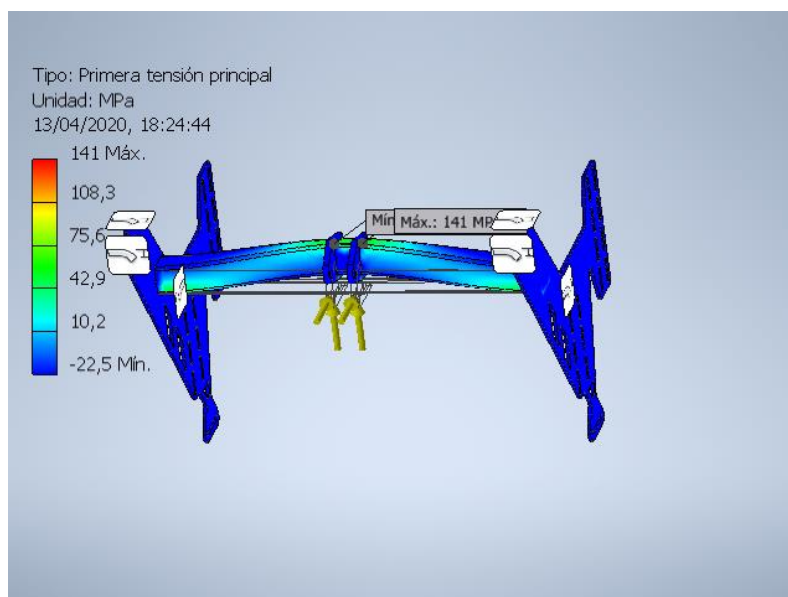


Figura 181. Resultados del análisis. Primera tensión principal

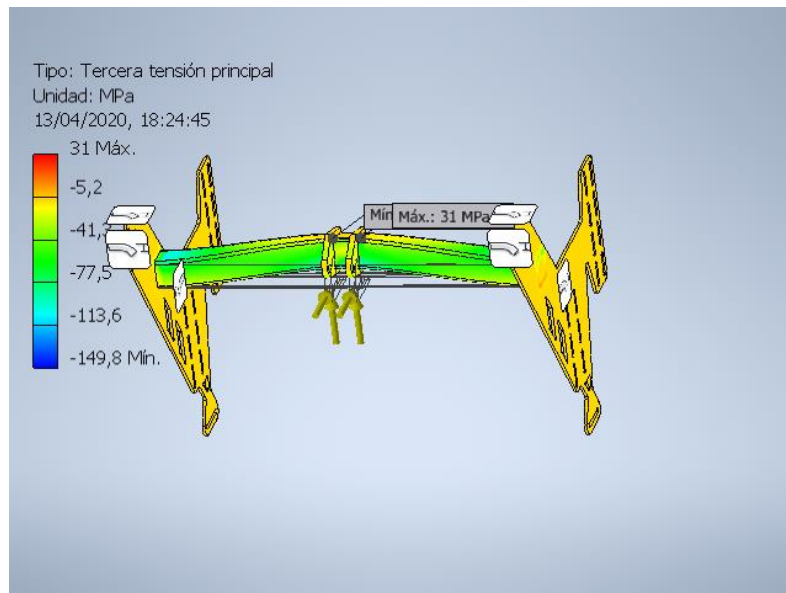


Figura 182. Resultados del análisis. Tercera tensión principal

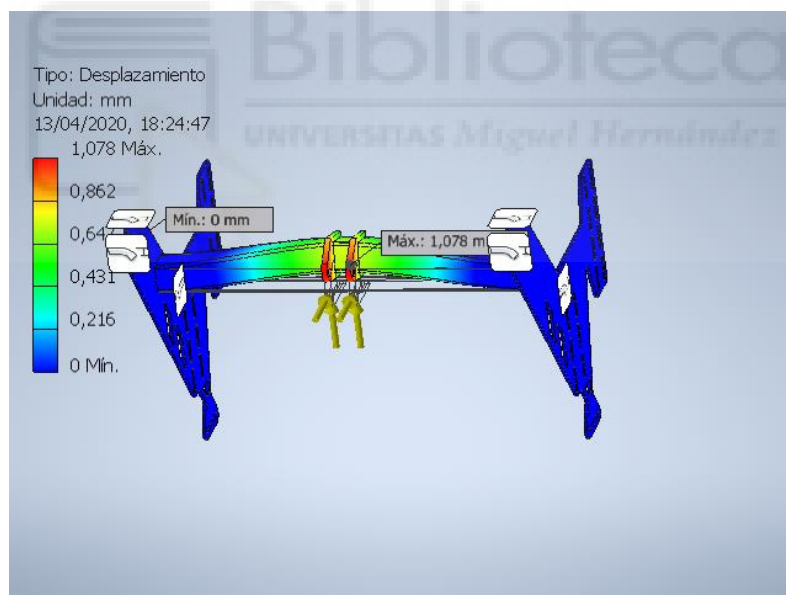


Figura 183. Resultados del análisis. Deformación

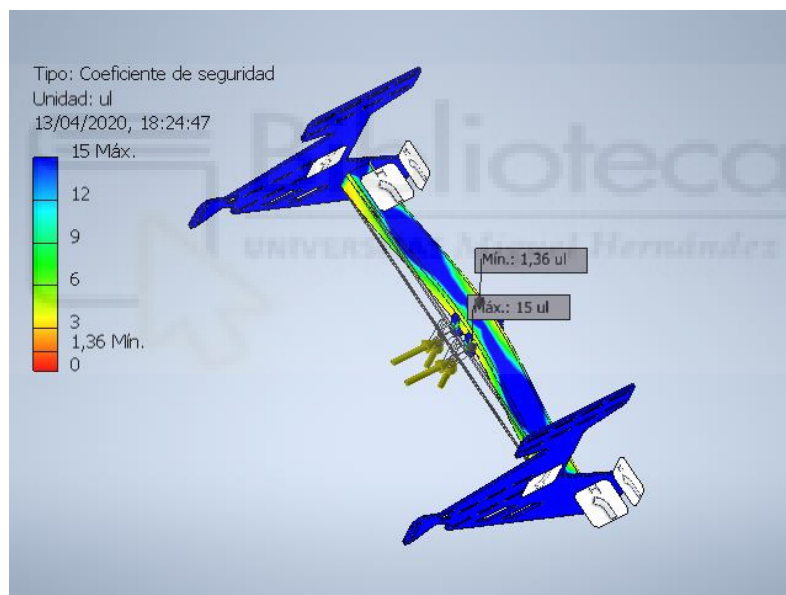
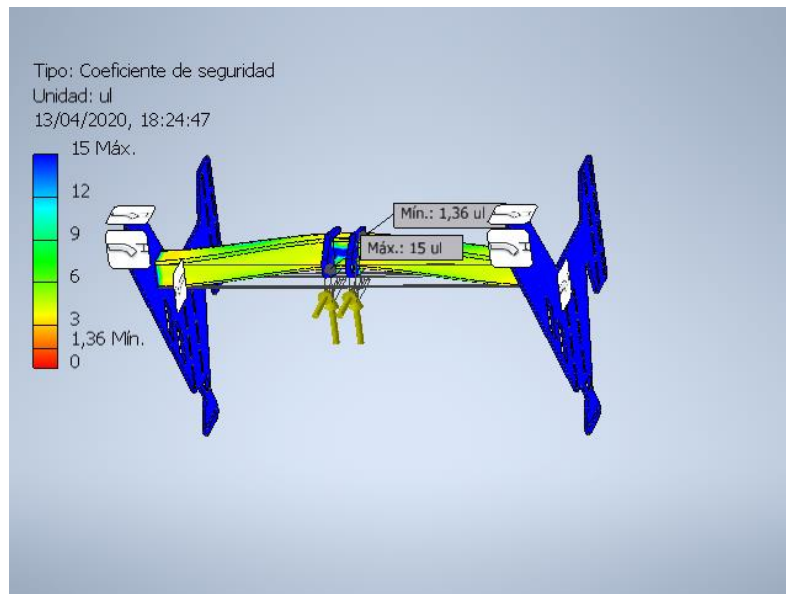


Figura 184. Resultados del análisis. Coeficiente de seguridad

Extrapolando los resultados obtenidos y atendiendo a las imágenes anteriores, se observa que ninguno de los valores máximos de las tensiones calculadas, siendo el mayor el correspondiente a la tensión de Von Mises superará el límite elástico del acero S235.

$$152,6 \text{ MPa} < 235 \text{ MPa}$$

Atendiendo a la escala de colores, se puede afirmar que la zona más solicitada del conjunto será la unión entre las cartelas y el travesaño, sobre todo por la parte externa

de las mismas, donde tendrá lugar el valor máximo de tensión arriba reflejado. También se aprecia que los extremos del travesaño estarán solicitados debido a la torsión que genera el empuje del pistón, aunque en menor medida.

Referente a la deformación, el valor máximo se encuentra en las cartelas, en la zona de los agujeros donde irá introducido el bulón. Como se puede observar en las imágenes, estos valores máximos van disipándose a medida que nos desplazamos hacia los extremos del travesaño. Se considera entonces que la deformación determinada no es demasiado alta y, por tanto, no llegará a ser preocupante.

Desplazamiento máximo = 1,078 mm

Para concluir, en las imágenes del resultado referentes al coeficiente de seguridad, encontramos de nuevo que el valor más crítico se encuentra en la unión entre las cartelas y el travesaño, en los vértices de la zona externa. Posteriormente se distribuye a lo largo del travesaño, volviendo también a tener valores altos cerca de las uniones con los brazos, en la zona anexa a los extremos. El valor máximo del coeficiente de seguridad que nos devuelve Inventor es de 1,36. A pesar de que este valor es algo bajo para un cálculo estático, decir que los cálculos de elementos finitos en Inventor son algo limitados y, por tanto, no devuelven resultados fiables en zonas con cambios de sección bruscos o esquinas con ángulo de redondeo.

1.3.9.2 ANÁLISIS TENSION EN AGARRE CONTENEDOR

Los agarres del contenedor son una parte fundamental de la máquina, ya que son las piezas encargadas de recibir la totalidad de la carga nominal del contenedor. Como se mencionó en capítulos anteriores, el momento más desfavorable es el momento inicial en el que el volteador comienza el ciclo de volteo, es decir, cuando entran en contacto los agarres con los pivotes del contenedor.

Para el análisis se ha tomado únicamente uno de los agarres, ya que la máquina es simétrica. Recordamos que esta pieza irá unida al brazo de giro por medio de tornillería, con lo cual, será interesante valorar como se distribuye la tensión a lo largo del agarre. El objetivo es modelarlo de tal forma que se transmitan los menores esfuerzos posibles a la zona de los tornillos.

Al igual que antes, los datos e imágenes que a continuación se mostrarán se han extrapolado del informe del análisis de tensión generado por Inventor.

GEOMETRIA Y MALLA

Al igual que en el apartado referido al subconjunto travesaño-brazos, Inventor calcula las propiedades físicas características de nuestra pieza.

TABLA 1	
Geometría agarre contenedor	
Masa de la pieza	7,36475 kg
Volumen de la pieza	938.184 mm ³
Área de la pieza	124.953 mm ²

De igual manera, se mantienen los valores por defecto de configuración de malla facilitados por el programa.

TABLA 2	
Datos malla	
Tamaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0,1
Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0,2
Factor de modificación	1,5
Ángulo máximo de giro	60 gr
Nodos	5.091
Elementos	2.760

DATOS DEL MATERIAL

El material que compone el agarre es el acero. Mostramos sus características mecánicas:

TABLA 3	
Acero	
Módulo de Young	210 GPa
Coefficiente de Poisson	0,3 su
Densidad de masa	7,85 g/cm ³
Límite de elasticidad	207 MPa
Resistencia máxima a tracción	345 MPa

CARGAS Y RESTRICCIONES

La carga contemplada en este análisis actuaría sobre la superficie que se prevé que apoye el pivote del contenedor en el instante inicial del ciclo de volteo.

A continuación, se definen en la siguiente tabla las magnitudes y vectores, tanto de cargas, como de restricciones. La magnitud de la "Carga 1" corresponde con el valor de la carga nominal del contenedor dividido entre dos, ya que se considera que cada agarre soporta la mitad de los 4.400 N.

TABLA 4			
Definición de cargas y restricciones			
Nombre	Tipo	Magnitud	Vector
Carga 1	Fuerza de superficie	2.200 N	0 N -2.200 N 0 N
Restricción fija 1	Restricción fija de superficie	0 mm	0 mm 0 mm 0 mm
Restricción fija 2	Restricción fija de superficie	0 mm	0 mm 0 mm 0 mm
Restricción fija 3	Restricción fija de superficie	0 mm	0 mm 0 mm 0 mm

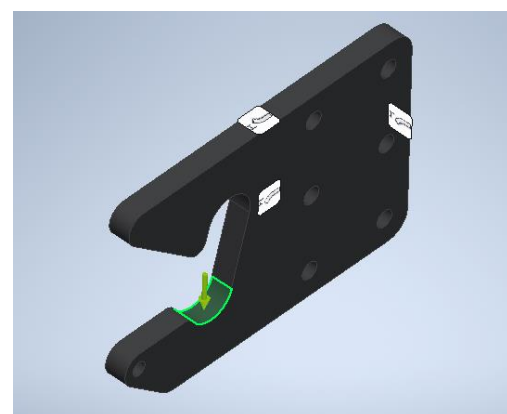
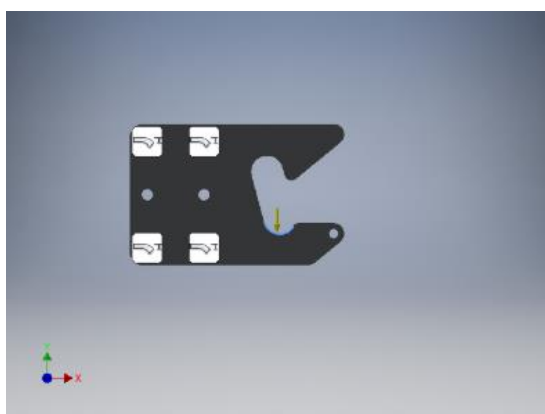


Figura 185. Localización carga 1

Dado que el agarre se encontrará fijo en el momento inicial de la elevación de contenedor, por medio de los tornillos que lo unen al brazo de giro; se deberán restringir

los tres grados de libertad de la pieza. Se definen las siguientes caras como restricciones fijas.

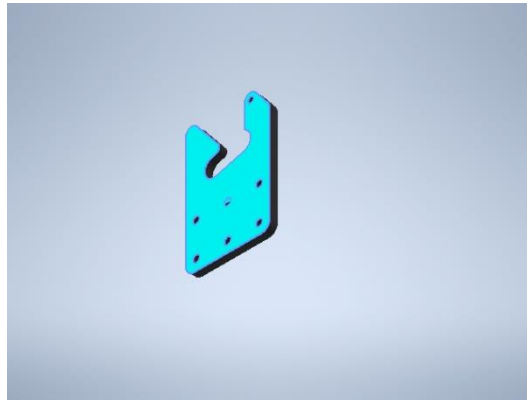


Figura 186. Restricción fija de superficie 1



Figura 187. Restricción fija de superficie 2

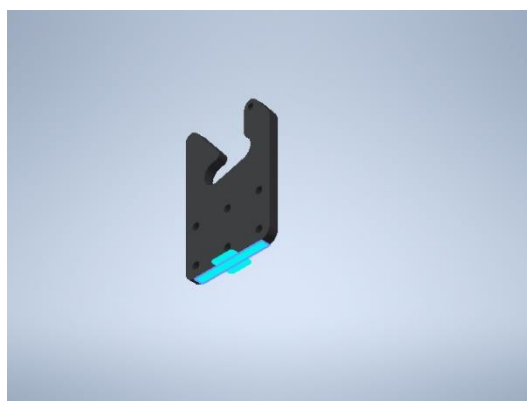


Figura 188. Restricción fija de superficie 3

RESULTADOS

A continuación, se muestran los resultados obtenidos después de ejecutar la simulación. En primer lugar, se reflejarán las reacciones que se han generado en cada una de las áreas restringidas.

TABLA 5				
Reacciones de las restricciones				
Nombre	Fuerza de reacción	de Vector	Pares de reacción	de vector
Restricción fija 1	2.199,77 N	0 N 2.199,77 N 0 N	175,986 N m	21,9948 N m 0 N m 174,606 N m
Restricción fija 2	0,445658 N	-0,0198216 N 0,444879 N 0,0173453 N	0,00467662 N m	0,0011014 N m 0,000124897 N m -0,00454335 N m
Restricción fija 3	0,0139552 N	-0,0120584 N -0,00702374 N -0,000100399 N	0,00113714 N m	0,0000401074 N m 0,0000312628 N m 0,001136 N m

Los valores más característicos relacionados con las tensiones y deformaciones de la pieza, que nos devuelve el análisis de elementos finitos, son los siguientes:

TABLA 6		
Resultados		
Nombre	Mínimo	Máximo
Tensión de Von Mises	0,0000000000106052 MPa	3,75426 MPa
Primera tensión principal	-0,655919 MPa	2,83408 MPa
Tercera tensión principal	-2,74012 MPa	0,100643 MPa
Deformación	0 mm	0,000273333mm
Coefficiente de seguridad	15 su	15 su

Se muestran a continuación las ilustraciones correspondientes a los resultados más relevantes que nos devuelve Inventor. En todas ellas se puede apreciar la escala de colores que reflejan como se distribuyen los valores anteriores en cada punto analizado.

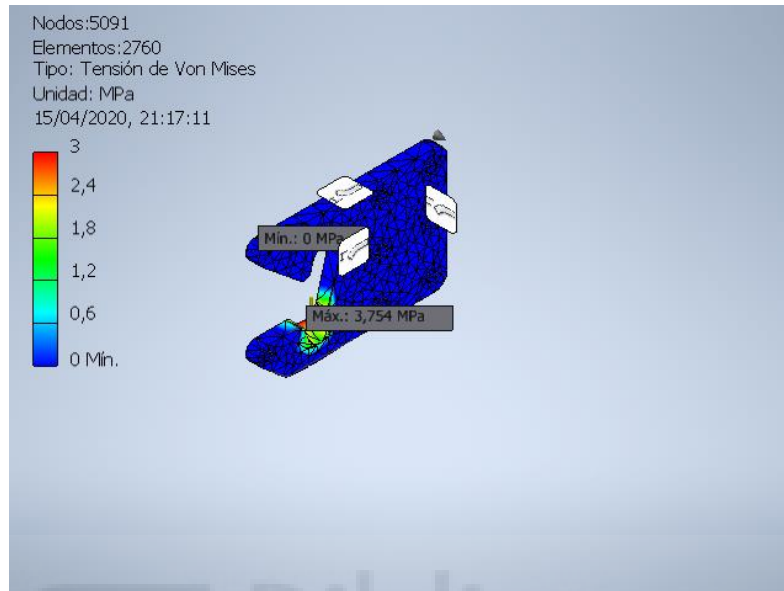


Figura 189. Resultados del análisis. Tensión de Von Mises

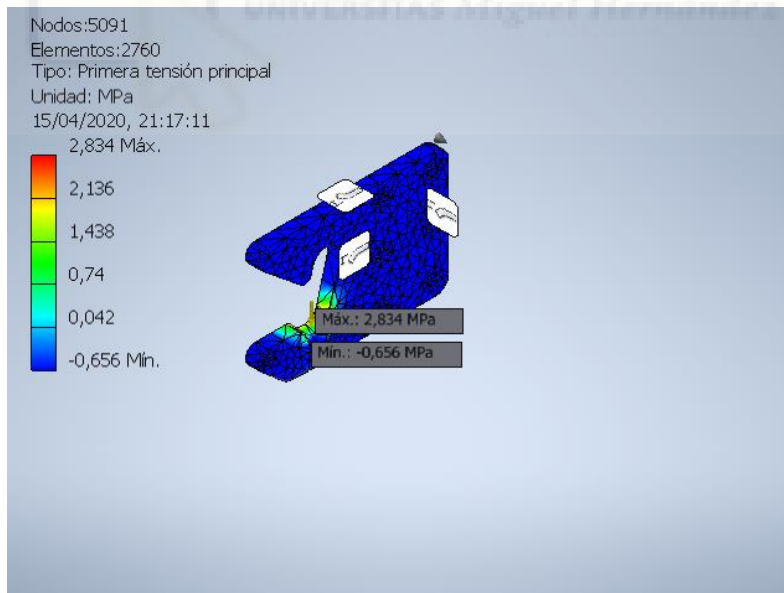


Figura 190. Resultados del análisis. Primera tensión principal

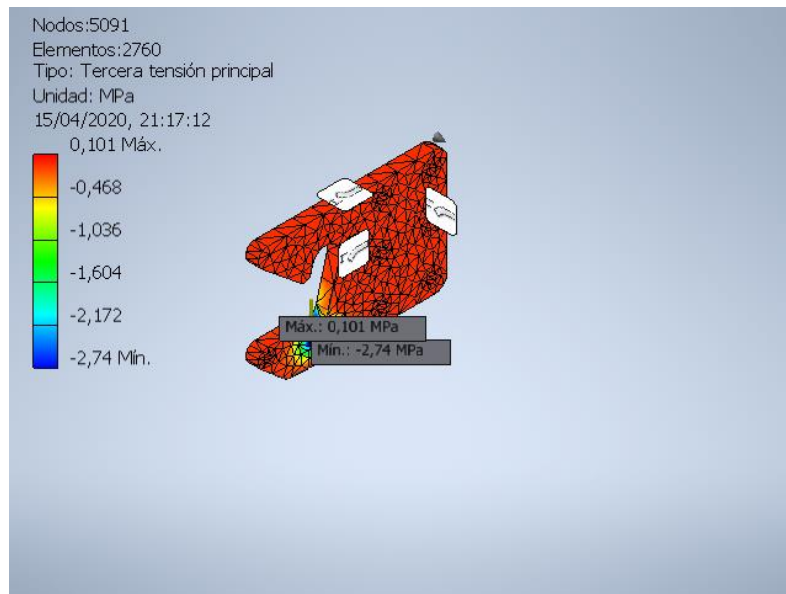


Figura 191. Resultados del análisis. Tercera tensión principal

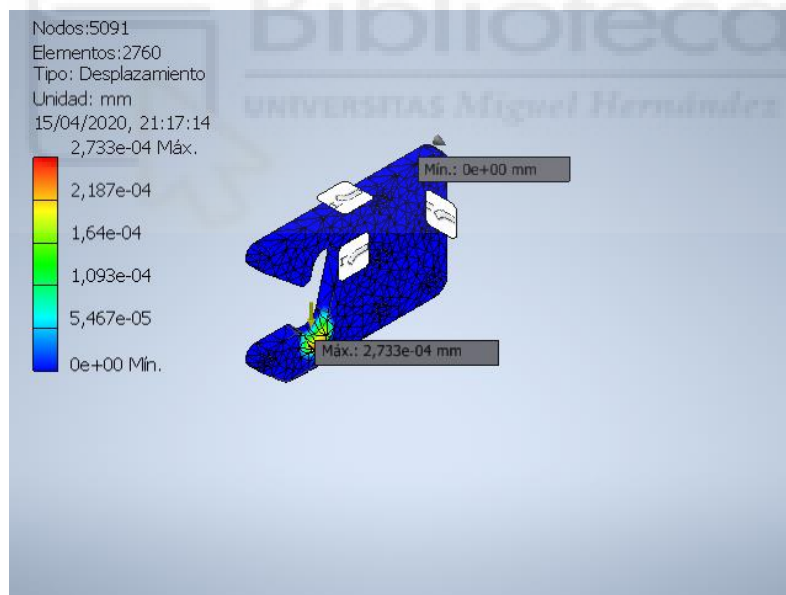


Figura 192. Resultados del análisis. Deformación

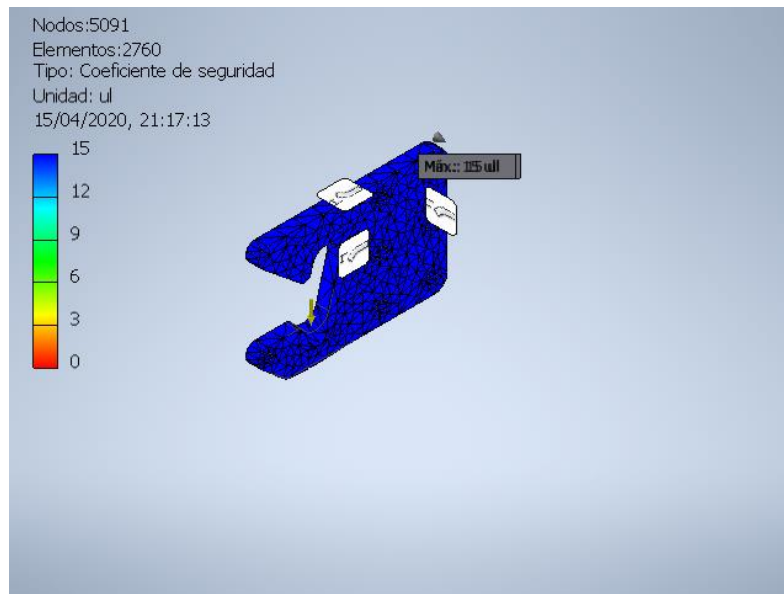


Figura 193. Resultados del análisis. Coeficiente de seguridad

Interpretando los resultados obtenidos, se puede verificar fácilmente que nuestra pieza no presentará falla, ya que el valor máximo de la tensión de Von Mises se encuentra muy por debajo del límite elástico del acero S235.

$$3,754 \text{ MPa} < 235 \text{ MPa}$$

Como se puede apreciar, la zona más solicitada será lógicamente el área donde apoyan los pivotes del contenedor. Se afirma entonces que hemos conseguido uno de los objetivos iniciales, ya que la tensión irá disminuyendo conforme se aleje de la zona crítica, sin llegar a transmitirse a las inmediaciones de orificios donde se alojaran los tornillos; se concentrará únicamente en la zona cóncava de la pieza.

En cuanto a los desplazamientos, se localizarán igualmente en el área de contacto de los pivotes del contenedor; y las consideraremos despreciables, ya que serán de muy bajo orden de magnitud.

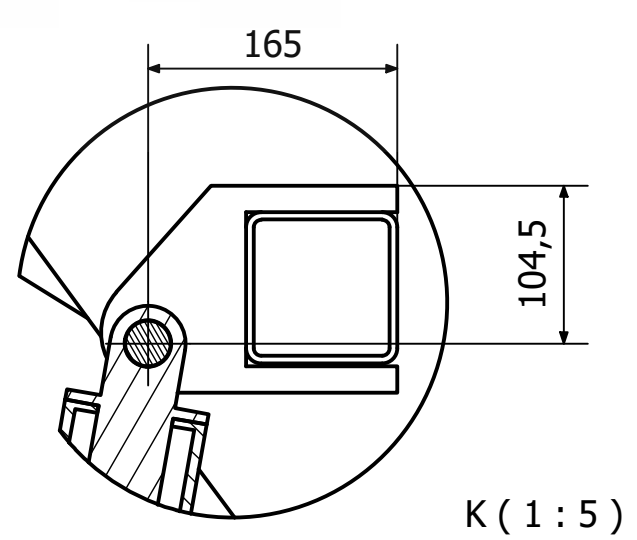
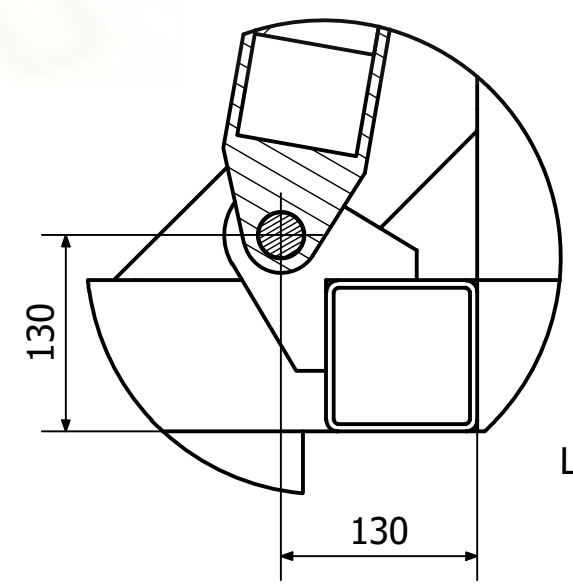
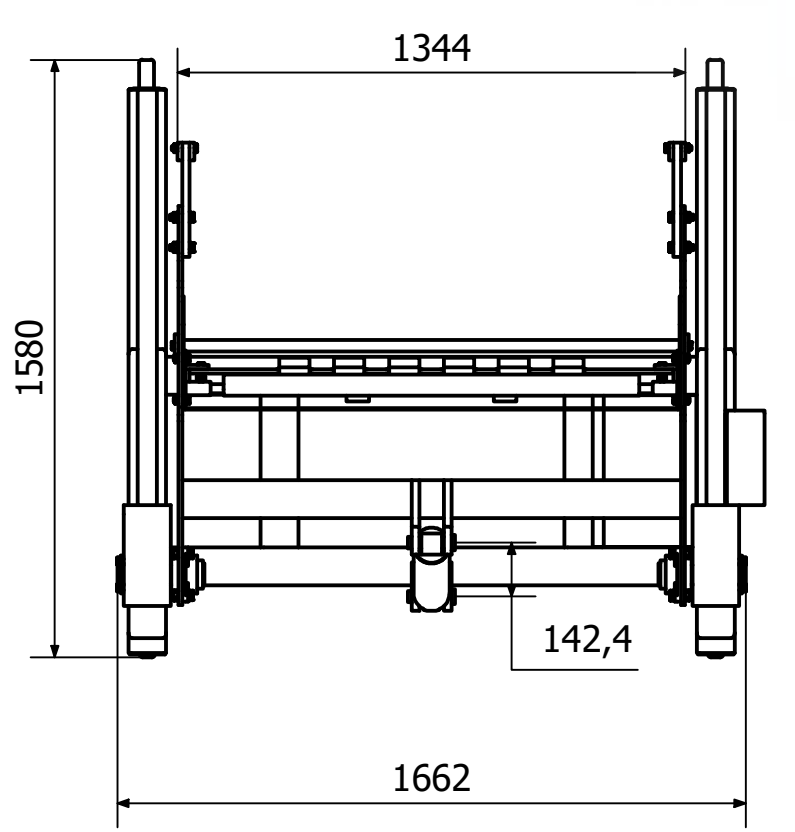
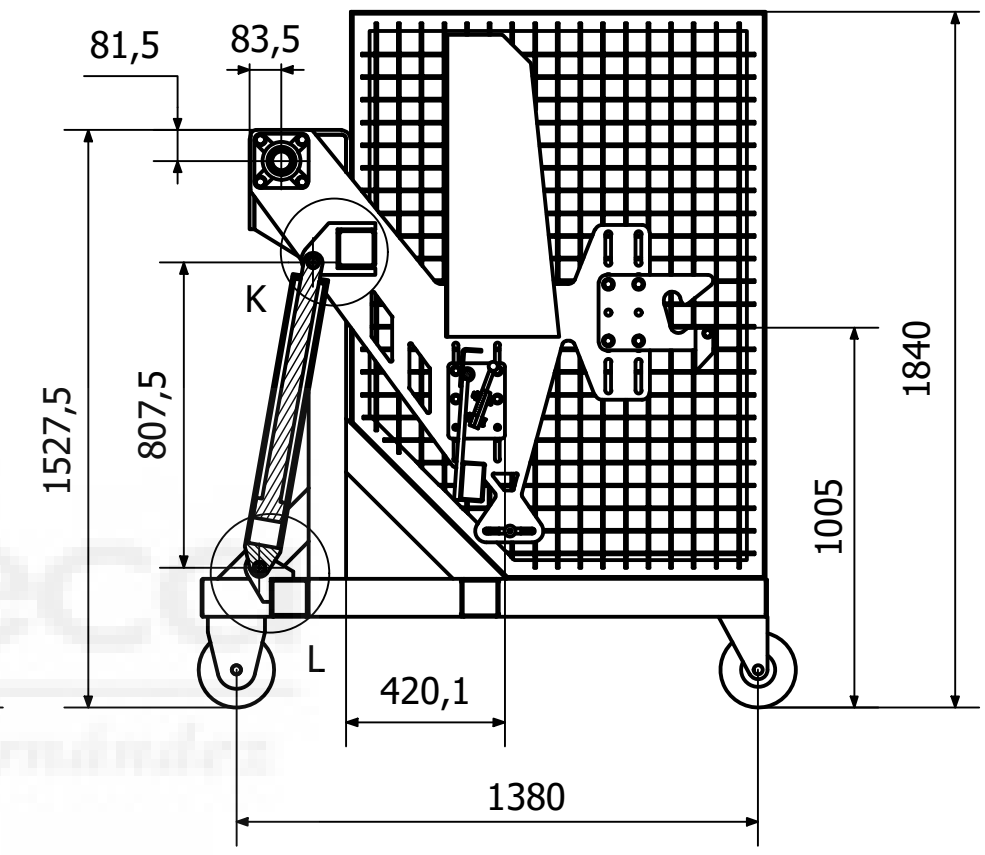
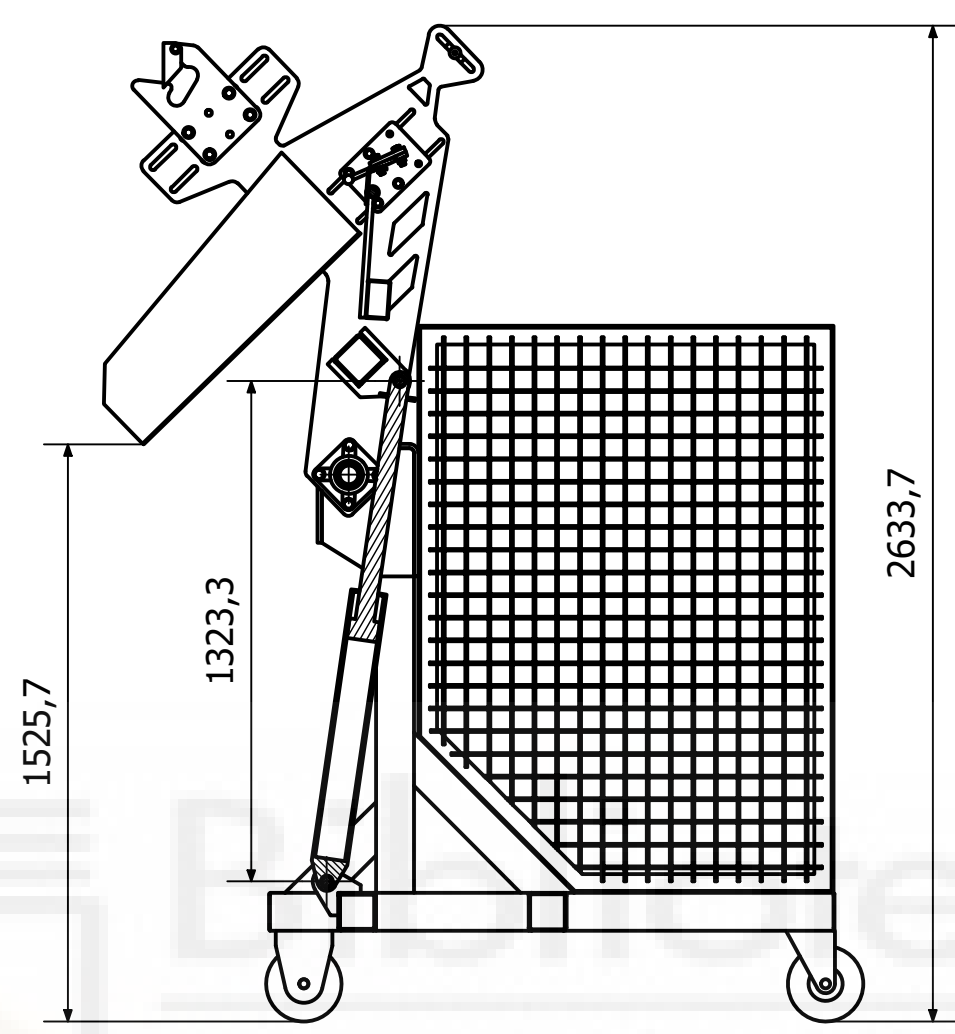
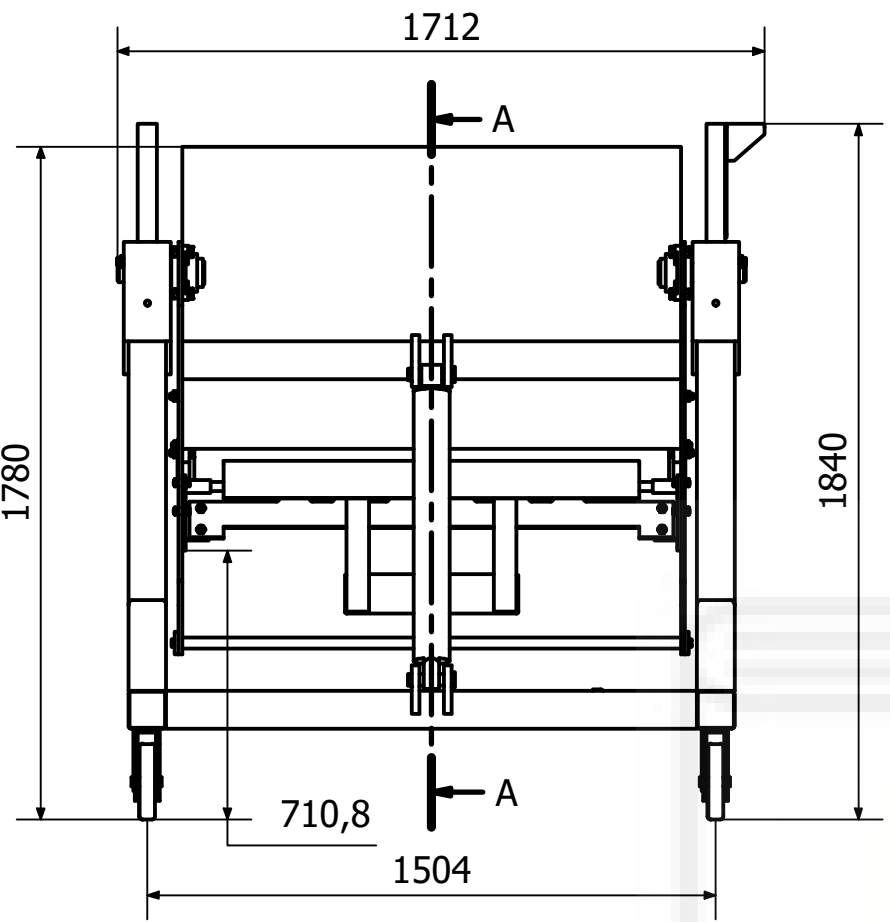
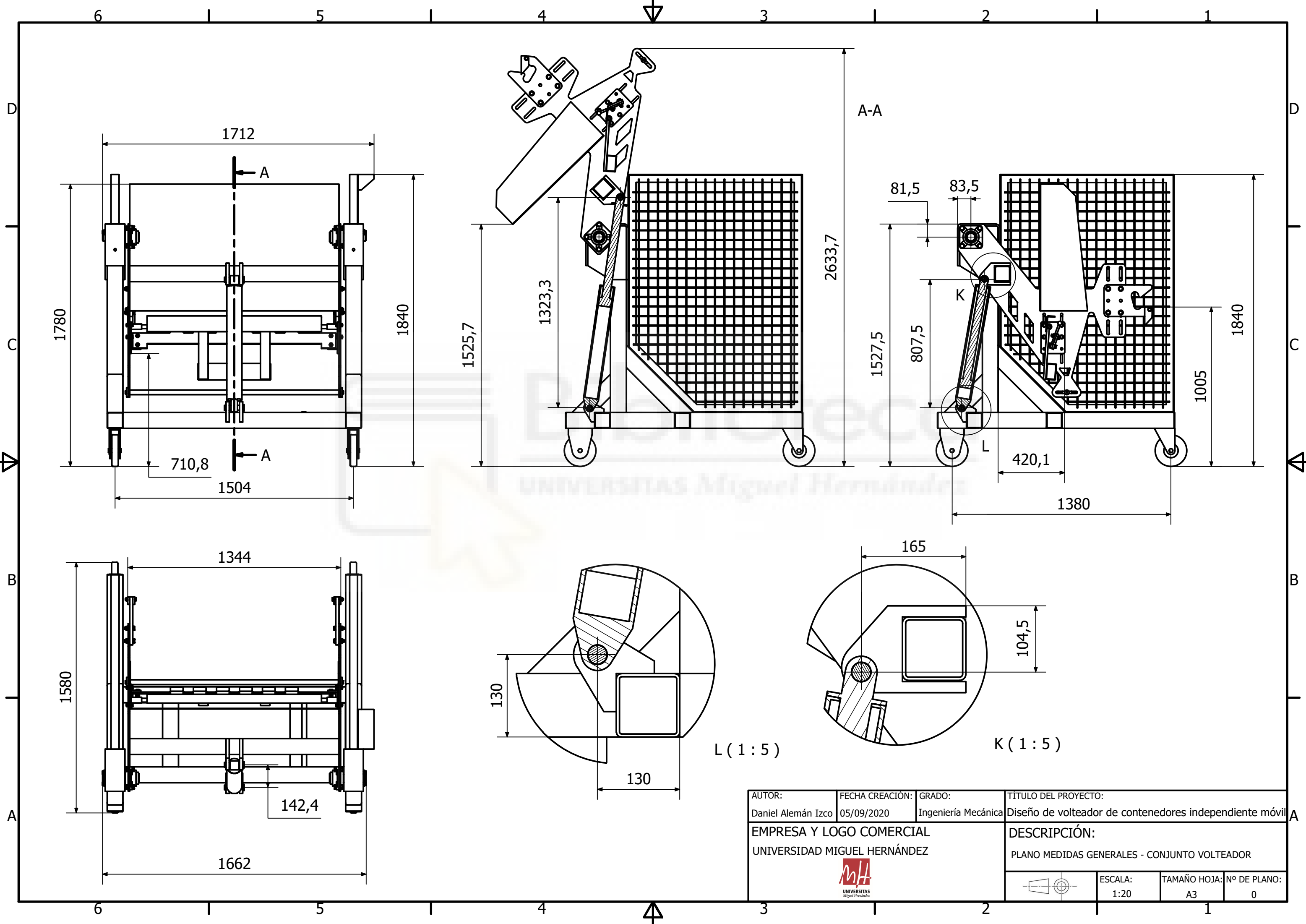
$$\text{Desplazamiento máximo} = 2,733\text{E-}4 \text{ mm}$$


Por último, el coeficiente de seguridad deja poco lugar a dudas, ya que a lo largo de toda la pieza presenta un valor considerablemente alto, aproximadamente de 15.

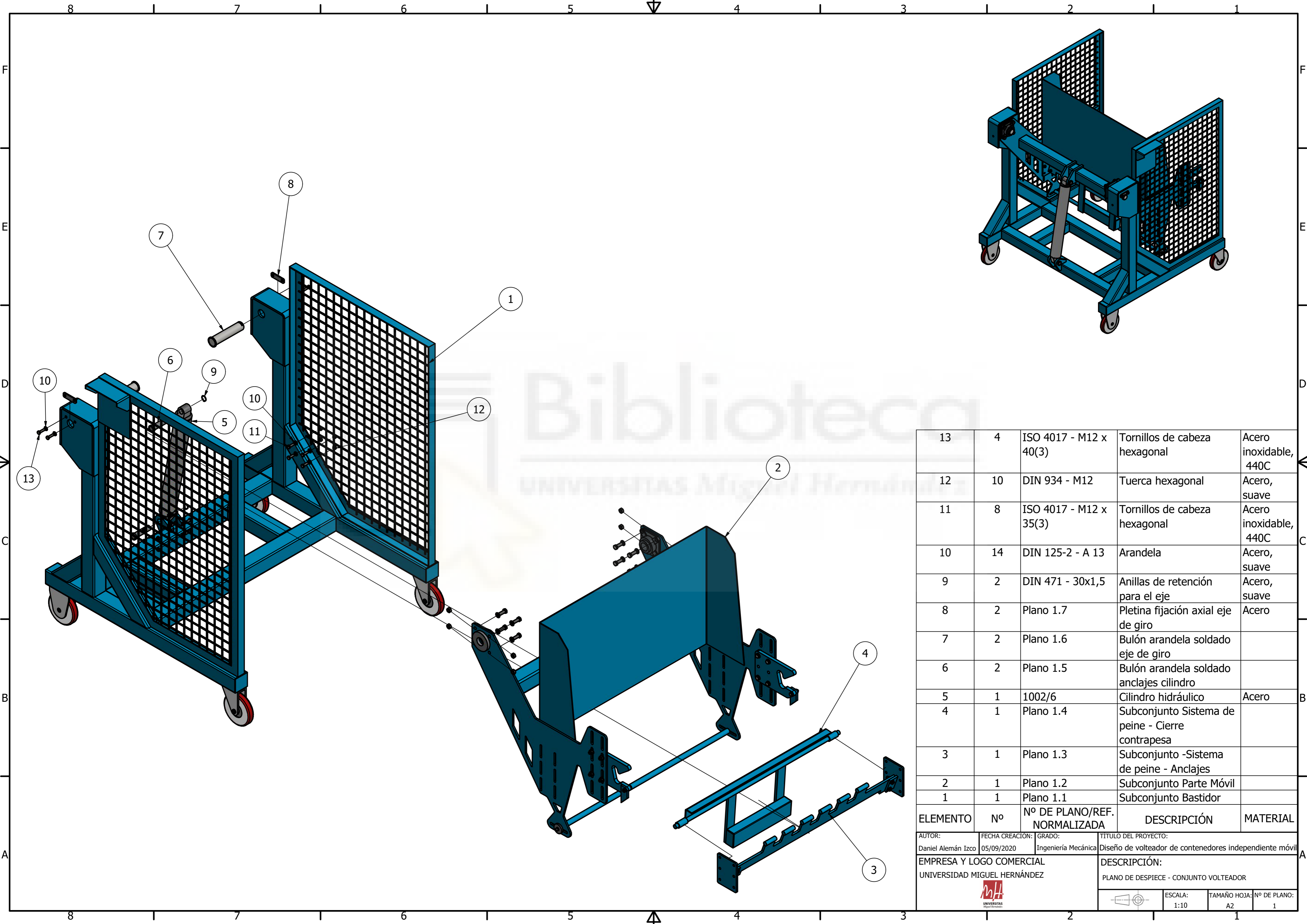
Para concluir, se puede asegurar entonces que la zona más solicitada será la zona de apoyo de los pivotes del contenedor. En cualquier caso, la pieza objeto de estudio tolerará con mucha suficiencia las sollicitaciones a las que está sometida.

2. PLANOS

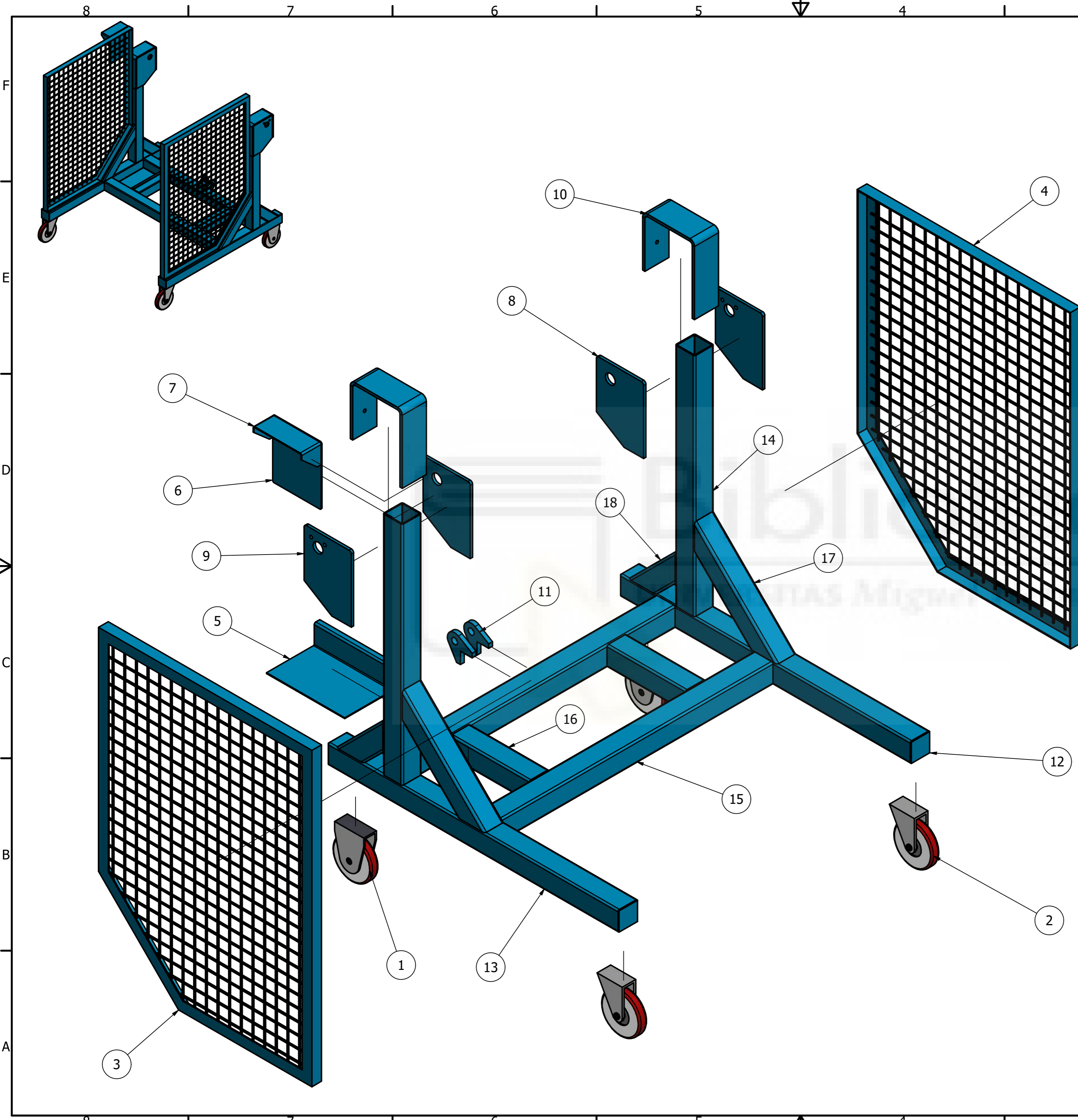





AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACION: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TITULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ			DESCRIPCIÓN: PLANO MEDIDAS GENERALES - CONJUNTO VOLTEADOR
		ESCALA: 1:20	TAMAÑO HOJA: A3
		Nº DE PLANO: 0	

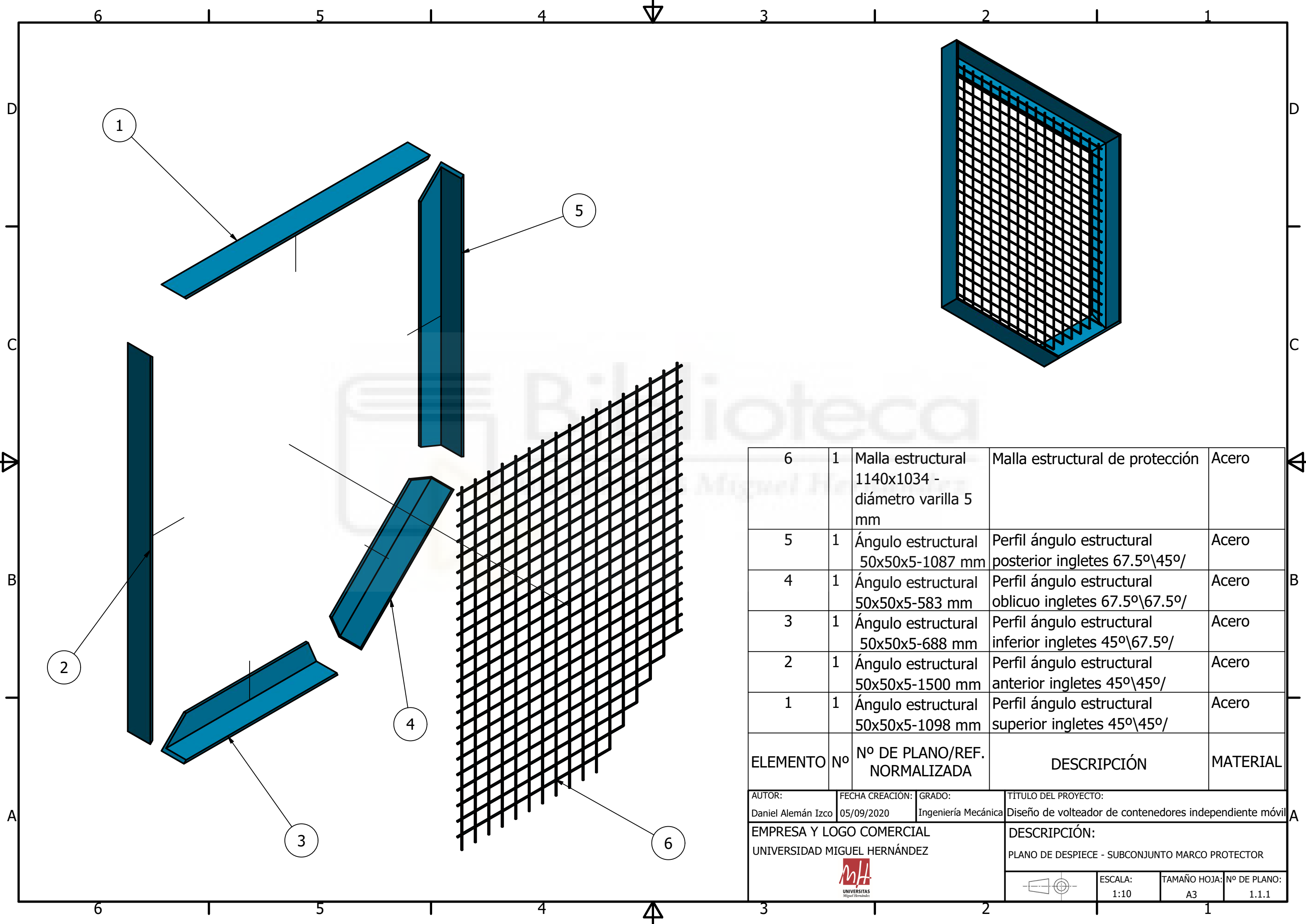


13	4	ISO 4017 - M12 x 40(3)	Tornillos de cabeza hexagonal	Acero inoxidable, 440C
12	10	DIN 934 - M12	Tuerca hexagonal	Acero, suave
11	8	ISO 4017 - M12 x 35(3)	Tornillos de cabeza hexagonal	Acero inoxidable, 440C
10	14	DIN 125-2 - A 13	Arandela	Acero, suave
9	2	DIN 471 - 30x1,5	Anillas de retención para el eje	Acero, suave
8	2	Plano 1.7	Pletina fijación axial eje de giro	Acero
7	2	Plano 1.6	Bulón arandela soldado eje de giro	
6	2	Plano 1.5	Bulón arandela soldado anclajes cilindro	
5	1	1002/6	Cilindro hidráulico	Acero
4	1	Plano 1.4	Subconjunto Sistema de peine - Cierre contrapesa	
3	1	Plano 1.3	Subconjunto -Sistema de peine - Anclajes	
2	1	Plano 1.2	Subconjunto Parte Móvil	
1	1	Plano 1.1	Subconjunto Bastidor	
ELEMENTO	Nº	Nº DE PLANO/REF. NORMALIZADA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
AUTOR:		FECHA CREACION:	GRADO:	TITULO DEL PROYECTO:
Daniel Alemán Izco		05/09/2020	Ingeniería Mecánica	Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL			DESCRIPCIÓN:	
UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ			PLANO DE DESPIECE - CONJUNTO VOLTEADOR	
		ESCALA:	TAMAÑO HOJA:	Nº DE PLANO:
		1:10	A2	1



18	2	Tubo estructural cuadrado 100x100x5 340 mm	Perfil estructural refuerzo posterior 45°-45°	Acero
17	2	Tubo estructural cuadrado 100x100x5 600 mm	Perfil estructural refuerzo anterior 45°-45°	Acero
16	2	Tubo estructural cuadrado 100x100x5 404 mm	Perfil estructural transversal	Acero
15	2	Tubo estructural cuadrado 100x100x5 1404 mm	Perfil estructural inferior horizontal inferior	Acero
14	2	Tubo estructural cuadrado 100x100x5 1163,5 mm	Perfil estructural vertical	Acero
13	2	Tubo estructural cuadrado 100x100x5 1490 mm	Perfil estructural inferior lateral	Acero
12	1	CHAPA INDUSTRIAL 95x95x4 mm	Tapa hueco	Acero
11	2	Plano 1.1.8	Anclaje inferior cilindro hidráulico	Acero
10	2	Plano 1.1.7	Tapa cobertura rodamiento-eje	Acero
9	2	Plano 1.1.6	Tapa exterior rodamiento-eje	Acero
8	2	Plano 1.1.5	Tapa interior rodamiento-eje	Acero
7	1	Plano 1.1.4	Cobertor cuadro de mando	Acero
6	1	Plano 1.1.3	Soporte cuadro de mando	Acero
5	1	Plano 1.1.2	Bandeja grupo hidráulico	Acero
4	1	Plano 1.1.1	Marco protector 2	Acero
3	1	Plano 1.1.1	Marco protector 1	Acero
2	1	GAYNER MPG4 200 NPL4-FD d.200	Rueda rotante giratorio con freno	Nylon
1	1	GAYNER MPF4 200 NPL4 rotante fijo d.200	Rueda rotante fijo	Nylon
ELEMENTO	Nº	Nº DE PLANO/REF. NORMALIZADA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL

AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACION: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: PLANO DE DESPIECE - SUBCONJUNTO BASTIDOR	
		ESCALA: 1:10	TAMAÑO HOJA: Nº DE PLANO: A2 1.1



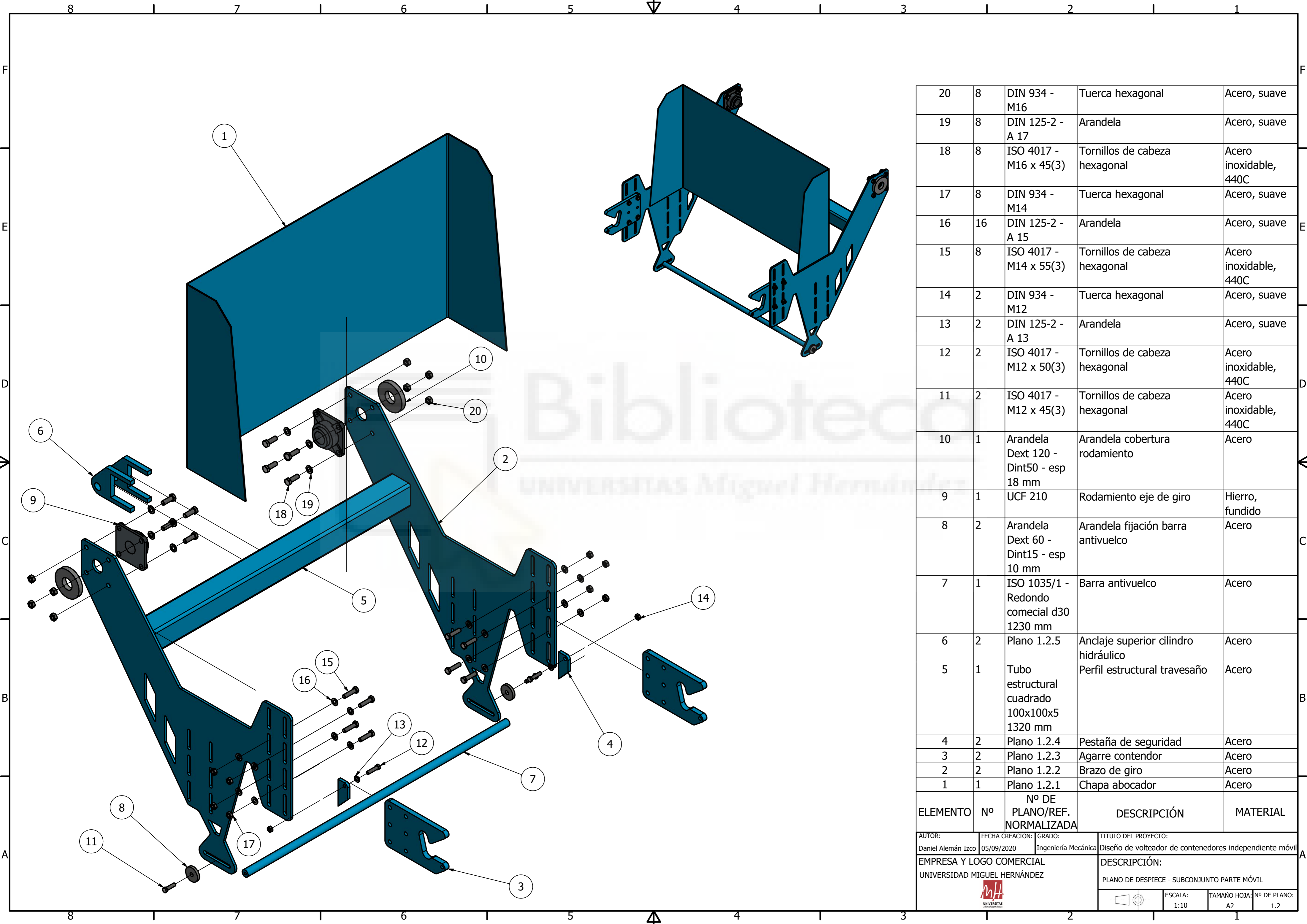
6	1	Malla estructural 1140x1034 - diámetro varilla 5 mm	Malla estructural de protección	Acero
5	1	Ángulo estructural 50x50x5-1087 mm	Perfil ángulo estructural posterior ingletes 67.5°\45°/	Acero
4	1	Ángulo estructural 50x50x5-583 mm	Perfil ángulo estructural oblicuo ingletes 67.5°\67.5°/	Acero
3	1	Ángulo estructural 50x50x5-688 mm	Perfil ángulo estructural inferior ingletes 45°\67.5°/	Acero
2	1	Ángulo estructural 50x50x5-1500 mm	Perfil ángulo estructural anterior ingletes 45°\45°/	Acero
1	1	Ángulo estructural 50x50x5-1098 mm	Perfil ángulo estructural superior ingletes 45°\45°/	Acero
ELEMENTO	Nº	Nº DE PLANO/REF. NORMALIZADA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL

AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACION: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TITULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
------------------------------	-------------------------------	-------------------------------	---


EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ	DESCRIPCIÓN: PLANO DE DESPIECE - SUBCONJUNTO MARCO PROTECTOR
--	---

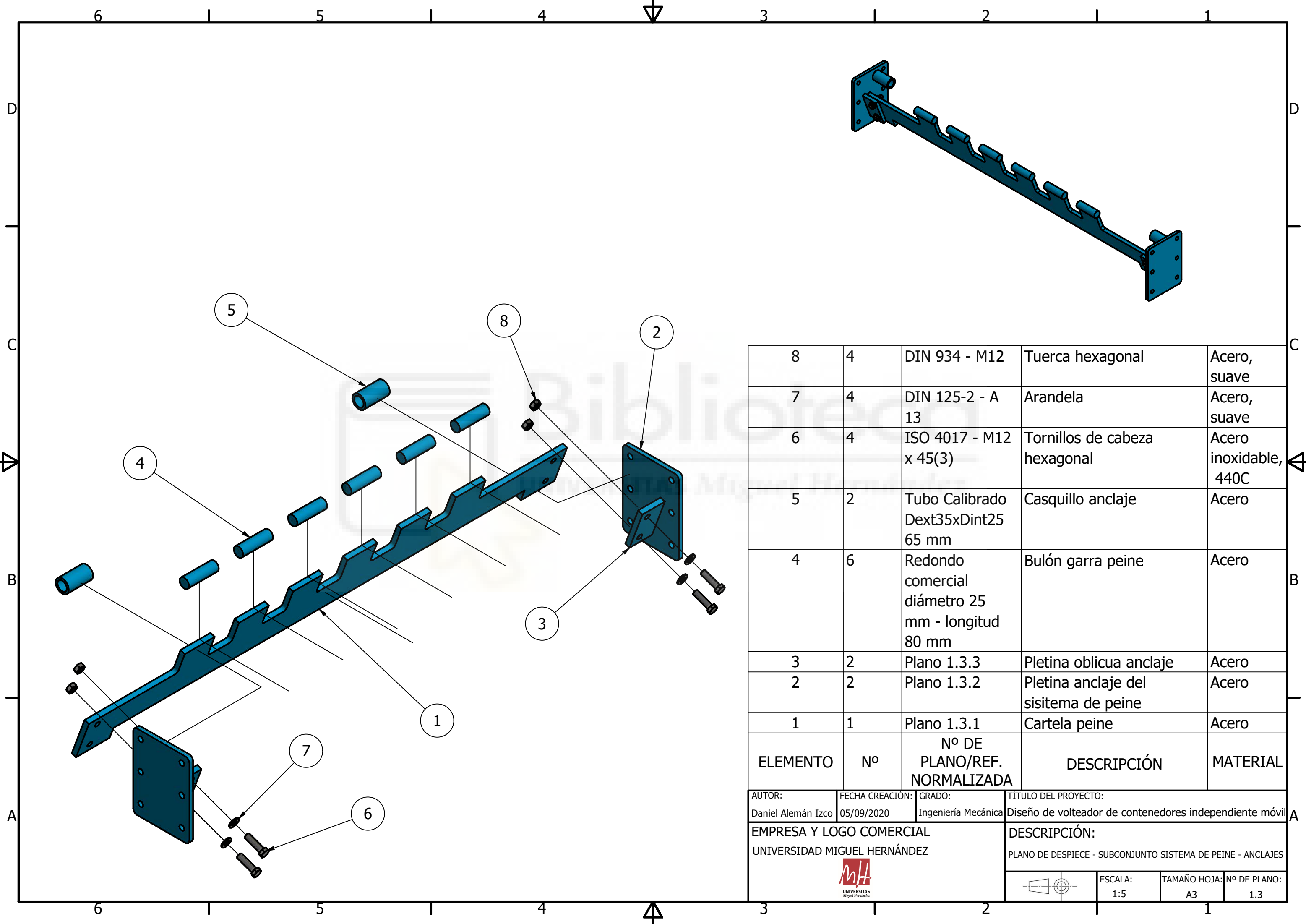


ESCALA: 1:10	TAMAÑO HOJA: A3	Nº DE PLANO: 1.1.1
-----------------	--------------------	-----------------------




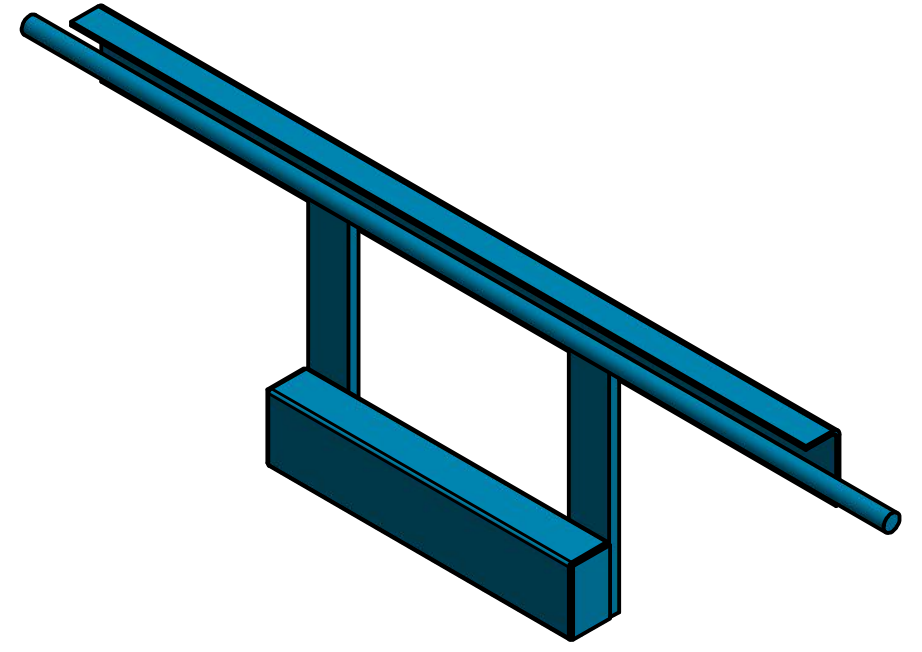
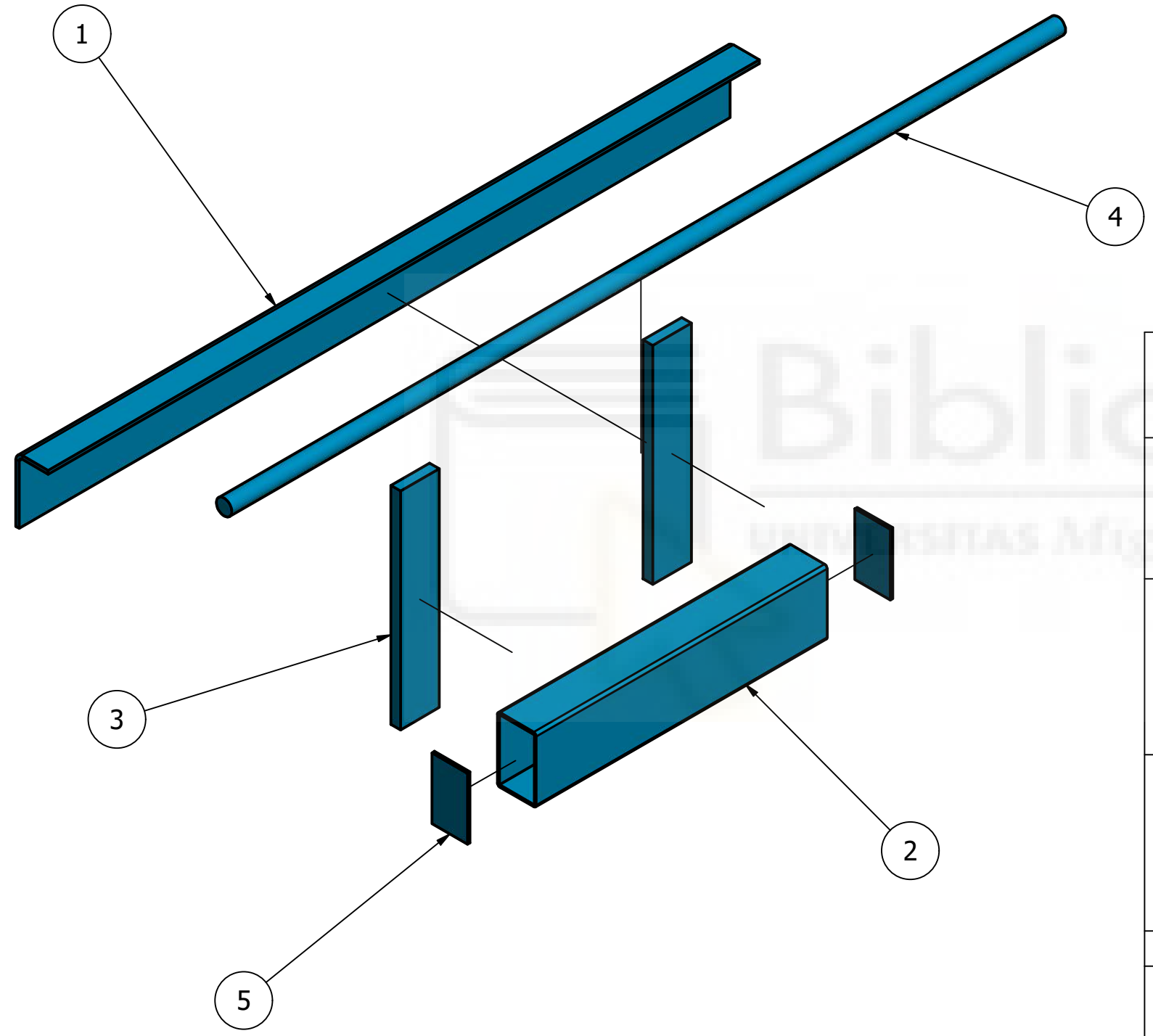
20	8	DIN 934 - M16	Tuerca hexagonal	Acero, suave
19	8	DIN 125-2 - A 17	Arandela	Acero, suave
18	8	ISO 4017 - M16 x 45(3)	Tornillos de cabeza hexagonal	Acero inoxidable, 440C
17	8	DIN 934 - M14	Tuerca hexagonal	Acero, suave
16	16	DIN 125-2 - A 15	Arandela	Acero, suave
15	8	ISO 4017 - M14 x 55(3)	Tornillos de cabeza hexagonal	Acero inoxidable, 440C
14	2	DIN 934 - M12	Tuerca hexagonal	Acero, suave
13	2	DIN 125-2 - A 13	Arandela	Acero, suave
12	2	ISO 4017 - M12 x 50(3)	Tornillos de cabeza hexagonal	Acero inoxidable, 440C
11	2	ISO 4017 - M12 x 45(3)	Tornillos de cabeza hexagonal	Acero inoxidable, 440C
10	1	Arandela Dext 120 - Dint50 - esp 18 mm	Arandela cobertura rodamiento	Acero
9	1	UCF 210	Rodamiento eje de giro	Hierro, fundido
8	2	Arandela Dext 60 - Dint15 - esp 10 mm	Arandela fijación barra antivuelco	Acero
7	1	ISO 1035/1 - Redondo comercial d30 1230 mm	Barra antivuelco	Acero
6	2	Plano 1.2.5	Anclaje superior cilindro hidráulico	Acero
5	1	Tubo estructural cuadrado 100x100x5 1320 mm	Perfil estructural travesaño	Acero
4	2	Plano 1.2.4	Pestaña de seguridad	Acero
3	2	Plano 1.2.3	Agarre contenedor	Acero
2	2	Plano 1.2.2	Brazo de giro	Acero
1	1	Plano 1.2.1	Chapa abocador	Acero
ELEMENTO	Nº	Nº DE PLANO/REF. NORMALIZADA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL

AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACION: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ			DESCRIPCIÓN: PLANO DE DESPIECE - SUBCONJUNTO PARTE MÓVIL
		ESCALA: 1:10	TAMAÑO HOJA: Nº DE PLANO: A2 1.2



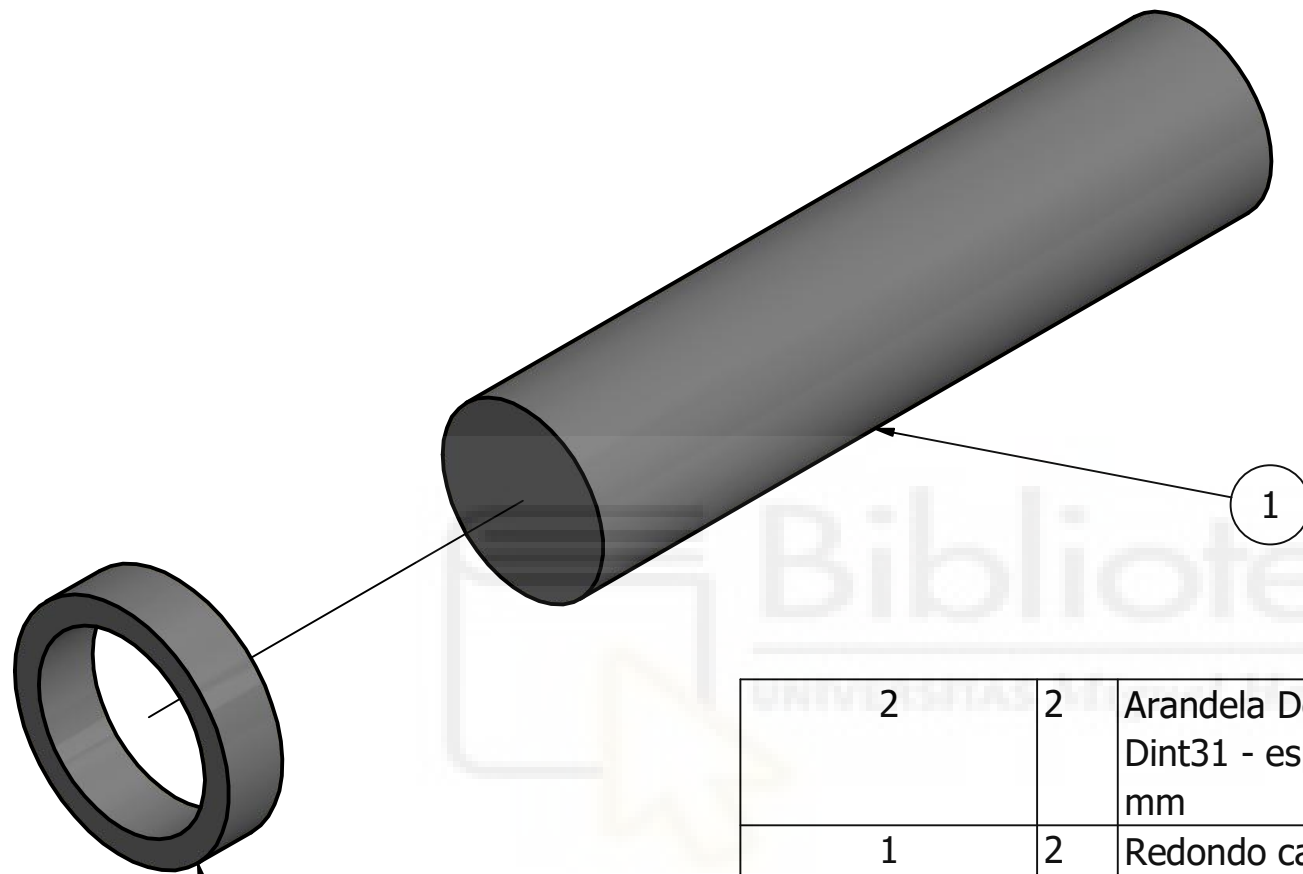
8	4	DIN 934 - M12	Tuerca hexagonal	Acero, suave
7	4	DIN 125-2 - A 13	Arandela	Acero, suave
6	4	ISO 4017 - M12 x 45(3)	Tornillos de cabeza hexagonal	Acero inoxidable, 440C
5	2	Tubo Calibrado Dext35xDint25 65 mm	Casquillo anclaje	Acero
4	6	Redondo comercial diámetro 25 mm - longitud 80 mm	Bulón garra peine	Acero
3	2	Plano 1.3.3	Pletina oblicua anclaje	Acero
2	2	Plano 1.3.2	Pletina anclaje del sistema de peine	Acero
1	1	Plano 1.3.1	Cartela peine	Acero
ELEMENTO	Nº	Nº DE PLANO/REF. NORMALIZADA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL

AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACION: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TITULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: PLANO DE DESPIECE - SUBCONJUNTO SISTEMA DE PEINE - ANCLAJES	
 UNIVERSITATIS Miguel Hernández		ESCALA: 1:5	TAMAÑO HOJA: A3
		Nº DE PLANO: 1.3	




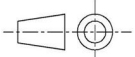
5	1	Chapa industrial 115x75x4	Tapa hueco	Acero
4	1	Redondo calibrado diámetro 24 - 1290 mm	Eje cierre sistema contrapesa	Acero
3	2	Pletina laminada espesor 15 mm - ancho 60 mm	Pletina sistema contrapesa	Acero
2	1	Tubo estructural rectangular 100x60x3 450 mm	Perfil estructural Contrapesa	Acero
1	1	Plano 1.4.1	Chapa de presión	Acero
ELEMENTO	Nº	Nº DE PLANO/REF. NORMALIZADA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL

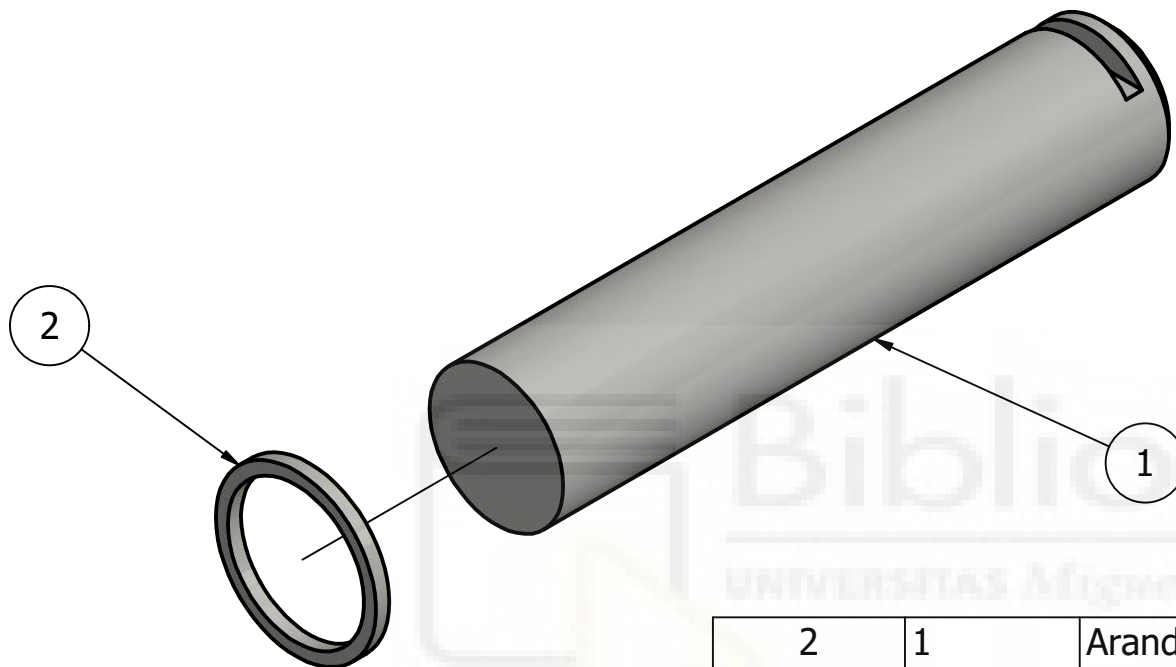
AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACION: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TITULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: PLANO DE DESPIECE - SUBCONJUNTO SISTEMA DE PEINE - CONTRAPESA	
		ESCALA: 1:5	TAMAÑO HOJA: A3
		Nº DE PLANO: 1.4	



2	2	Arandela Dext40-Dint31 - espesor 10 mm	Arandela soldada tope anclajes cilindro hidráulico	Acero
1	2	Redondo calibrado diámetro 30 - 125 mm	Bulón anclajes cilindro hidráulico	Acero
ELEMENTO	Nº	Nº DE PLANO/REF. NORMALIZADA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL

AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
-------------------------------------	--------------------------------------	--------------------------------------	--


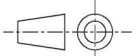
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ 	DESCRIPCIÓN: Bulón y arandela soldado - Anclaje cilindro hidráulico		
		ESCALA: 1:1	TAMAÑO HOJA: A4

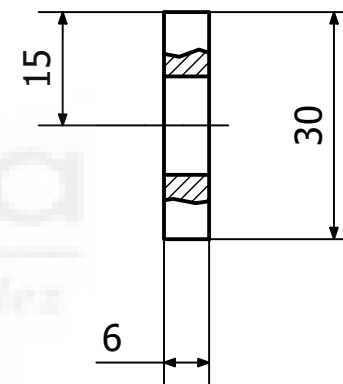
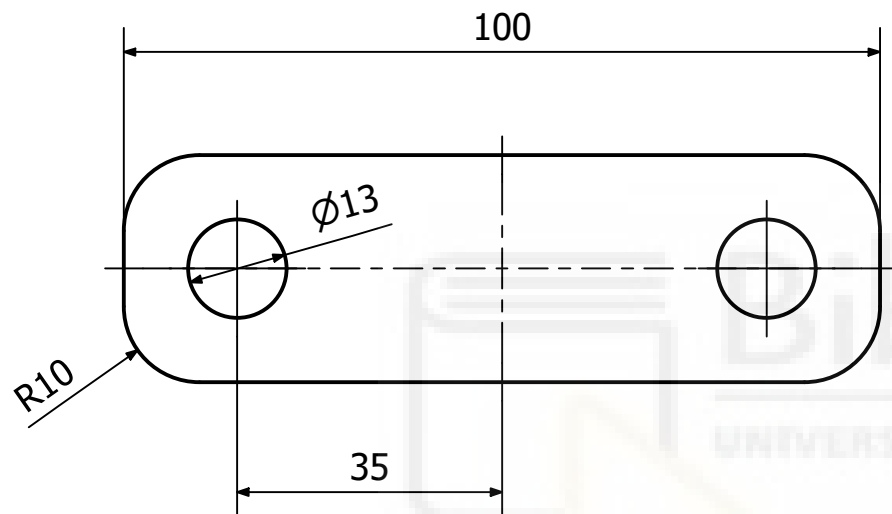


Biblioteca
UNIVERSITAS Miguel Hernández

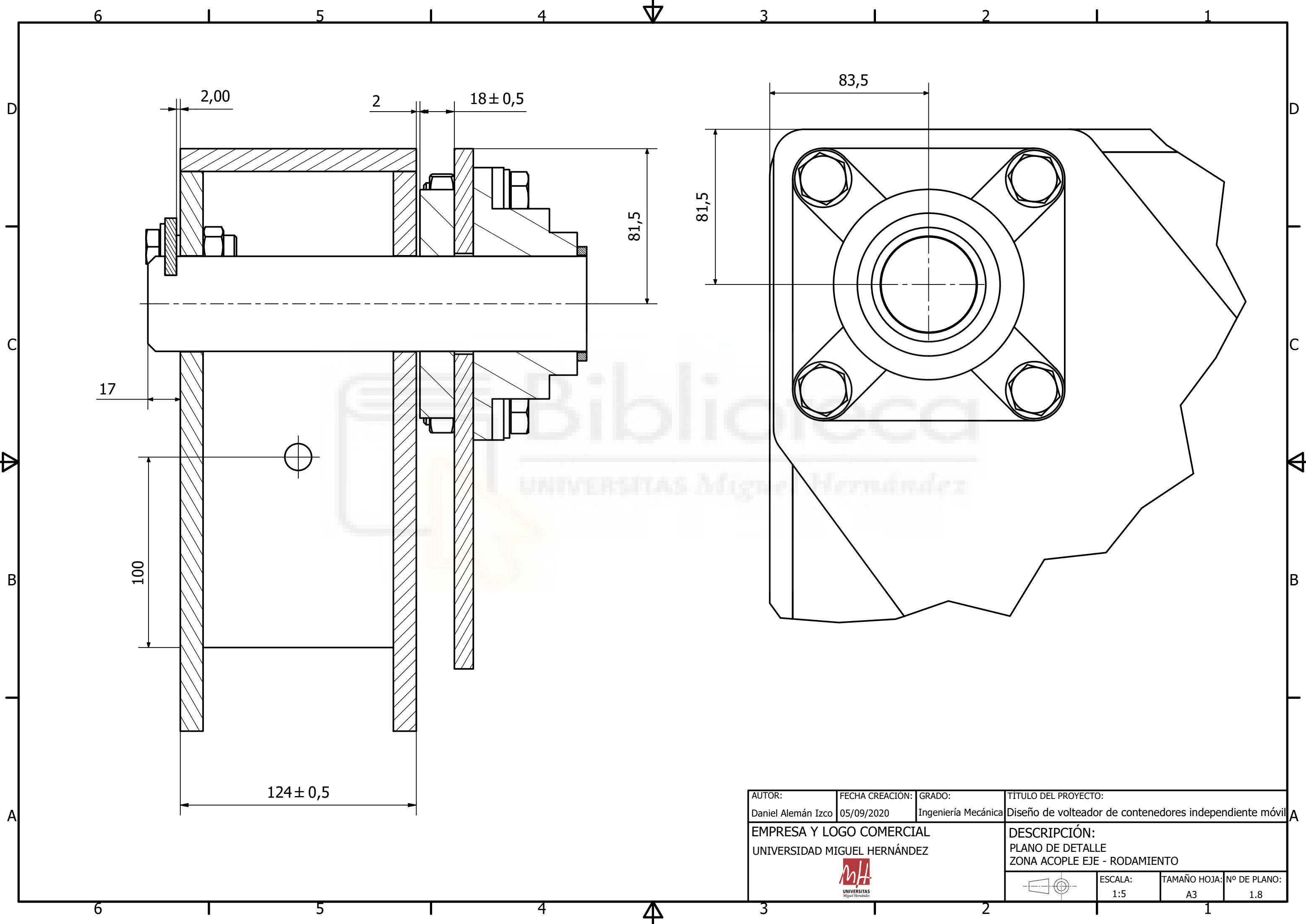
2	1	Arandela Dext60-Dint51 - espesor 5 mm	Arandela soldada tope eje de giro del volteador	Acero
1	1	Plano 1.6.1	Eje de giro del volteador	Acero
ELEMENTO	Nº	Nº DE PLANO/REF. NORMALIZADA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL

AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
------------------------------	-------------------------------	-------------------------------	---

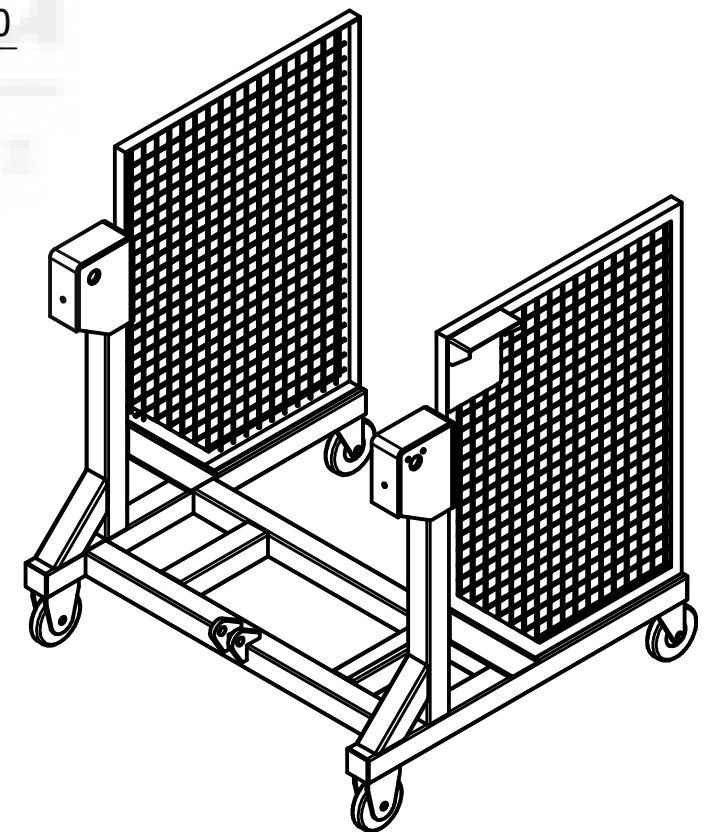
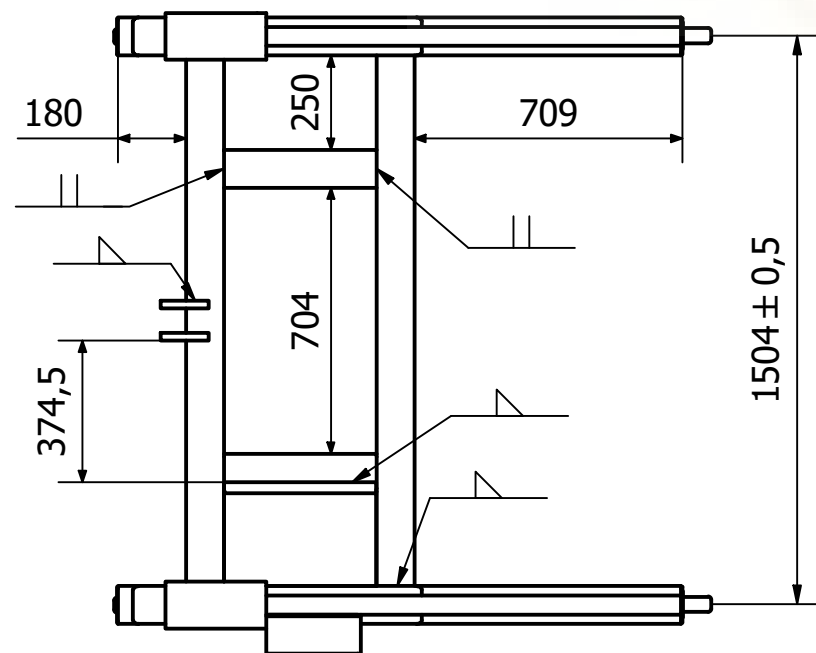
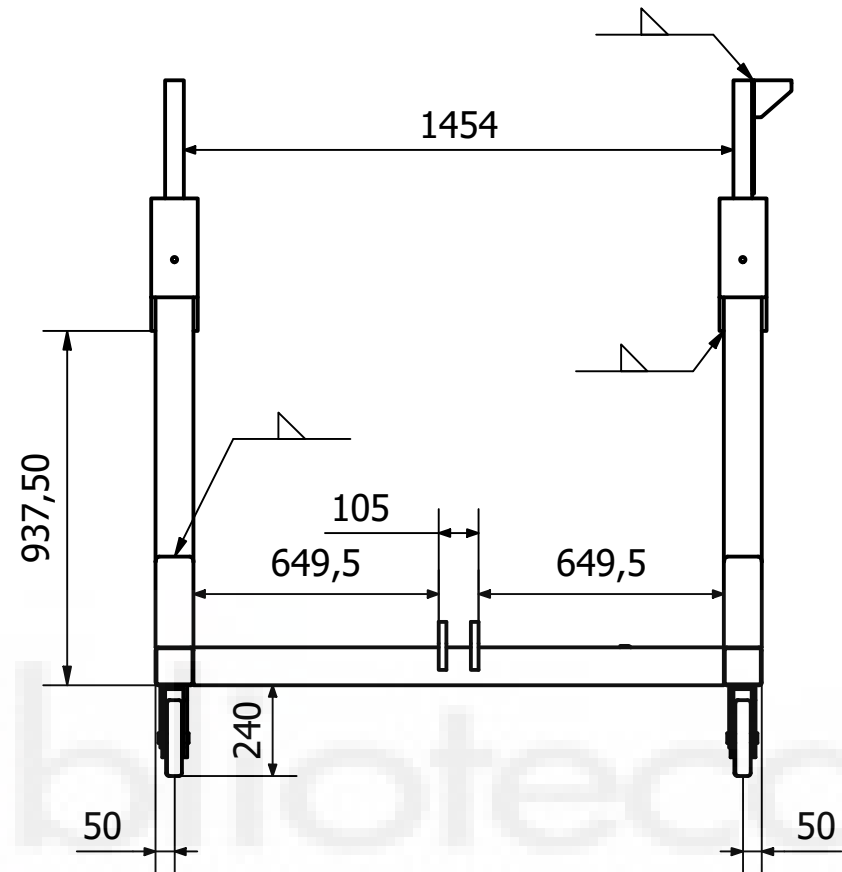
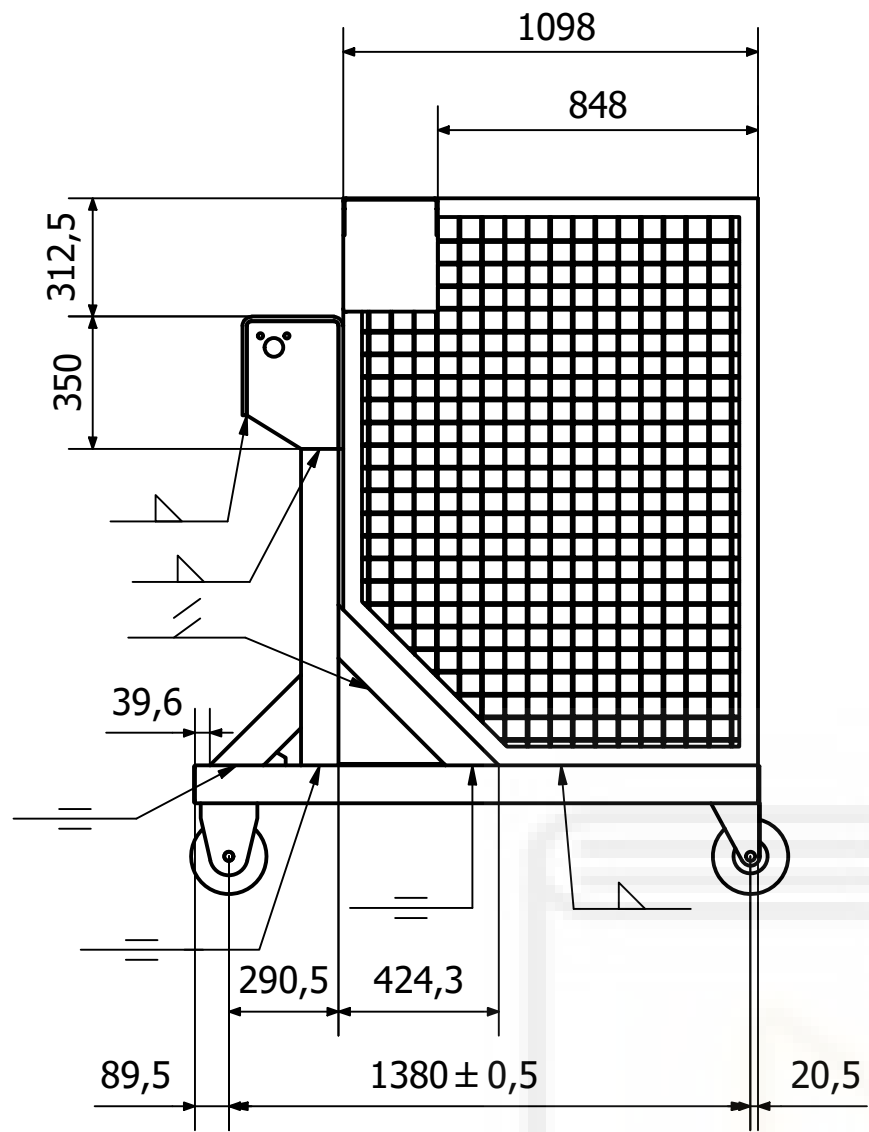
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ 	DESCRIPCIÓN: Bulón y arandela soldado - Eje de giro del volteador		
		ESCALA: 1:1	TAMAÑO HOJA: A4




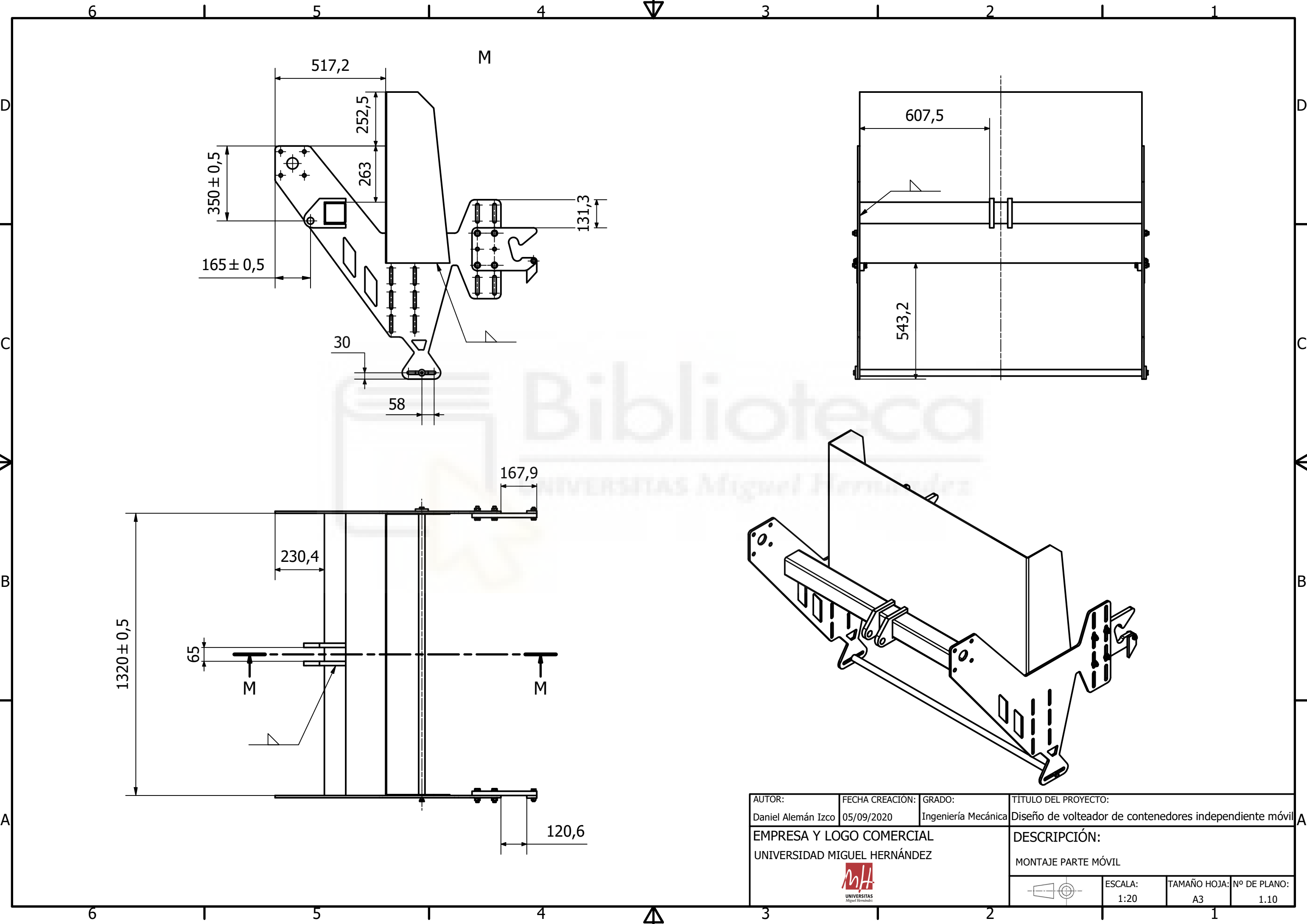
AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: PLETINA FIJACIÓN AXIAL EJE DE GIRO	
 UNIVERSITAS Miguel Hernández			ESCALA: 1:2
		TAMAÑO HOJA: A4	Nº DE PLANO: 1.7




AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACION: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TITULO DEL PROYECTO: Diseño de volteamiento de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: PLANO DE DETALLE ZONA ACOPLE EJE - RODAMIENTO	
 UNIVERSITAT MIGUEL HERNÁNDEZ		ESCALA: 1:5	TAMAÑO HOJA: A3
		Nº DE PLANO: 1.8	

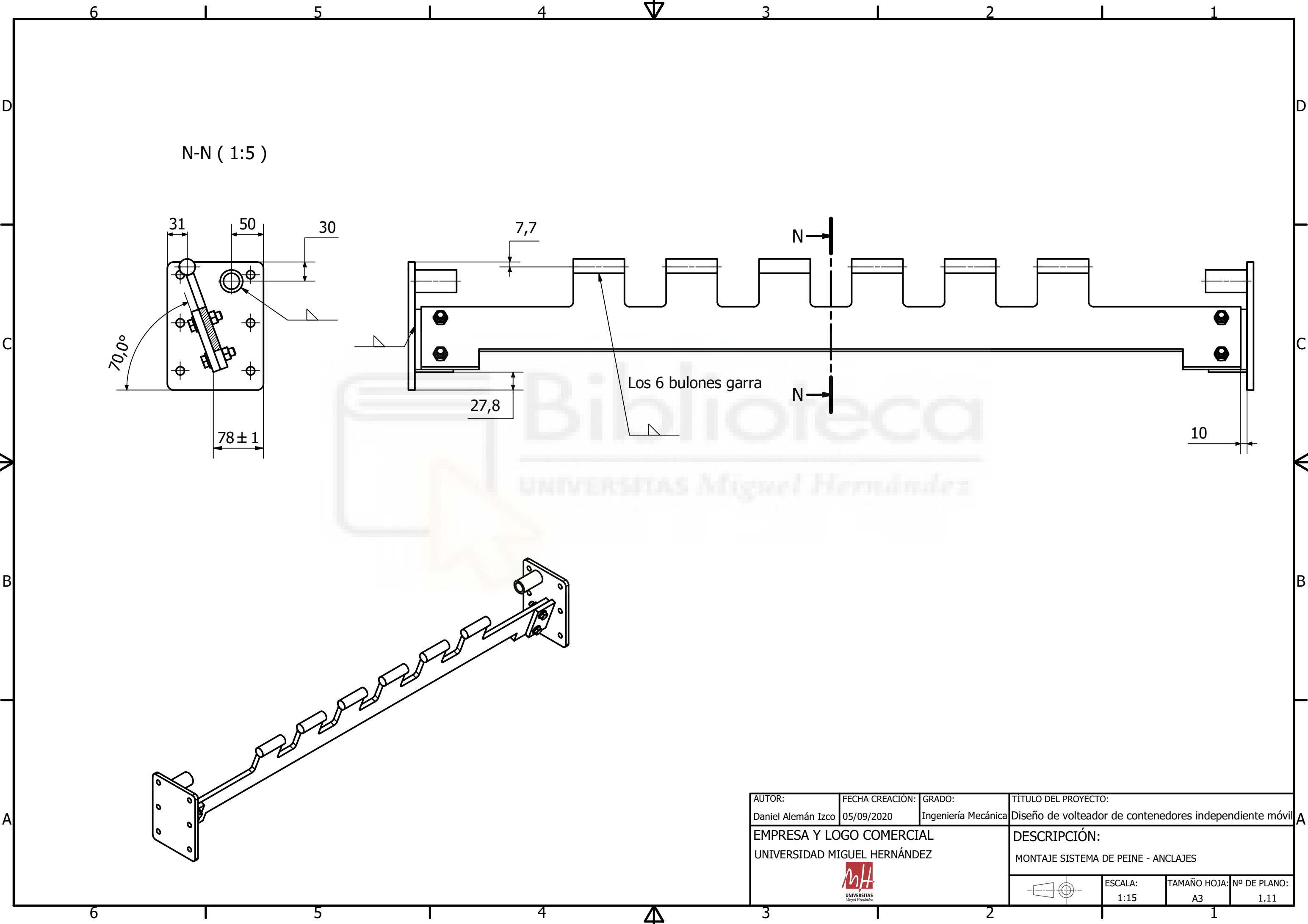


AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACION: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TITULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ			DESCRIPCIÓN: MONTAJE SUBCONJUNTO BASTIDOR
		ESCALA: 1:20	TAMAÑO HOJA: A3
		Nº DE PLANO: 1.9	

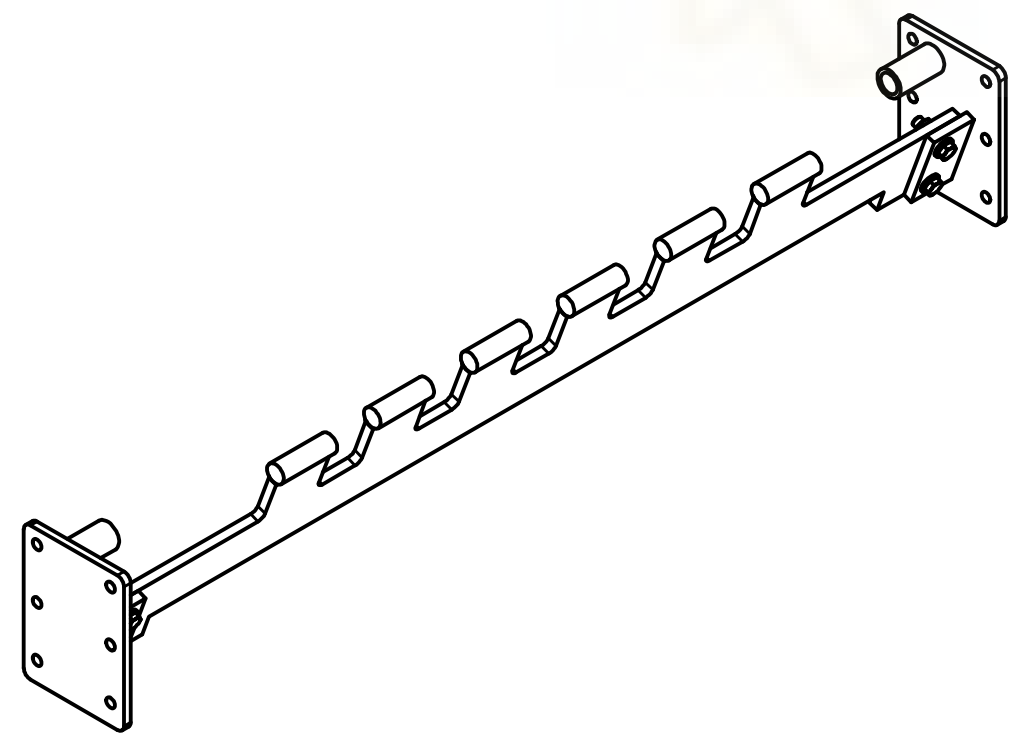
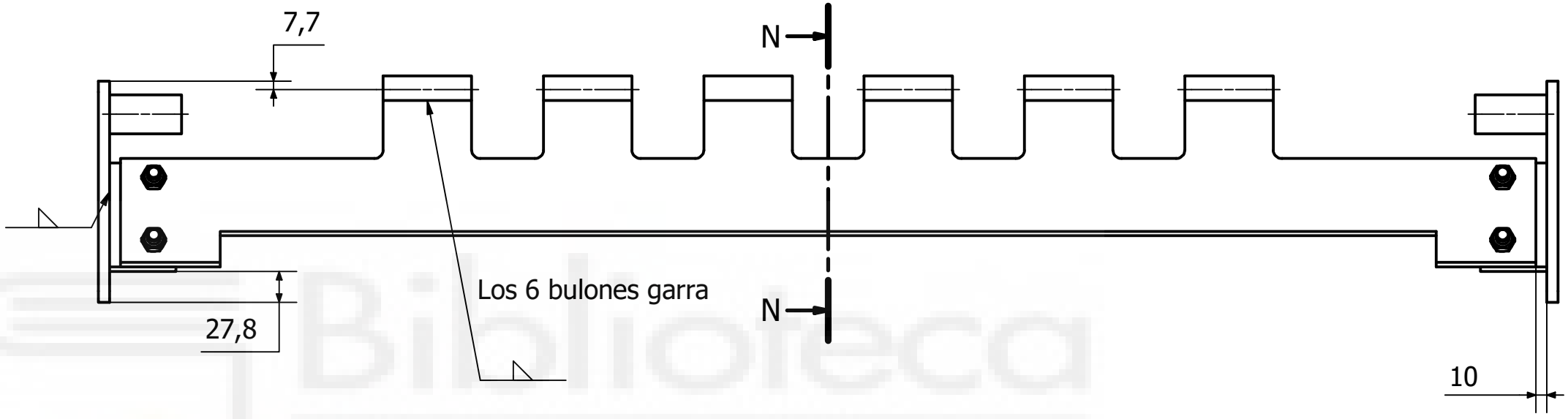
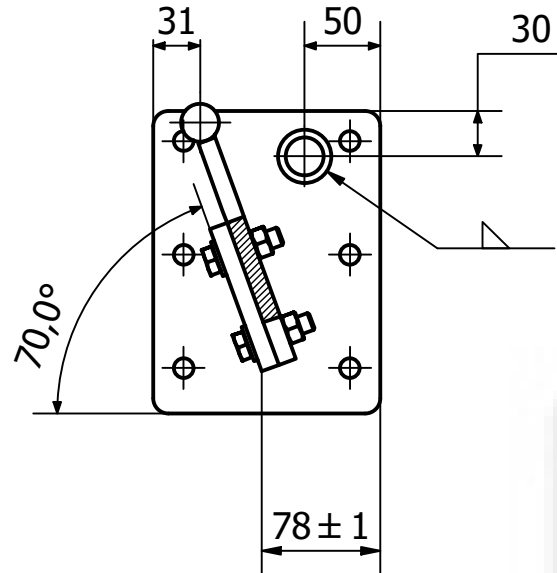


Biblioteca
UNIVERSITAS Miguel Hernández

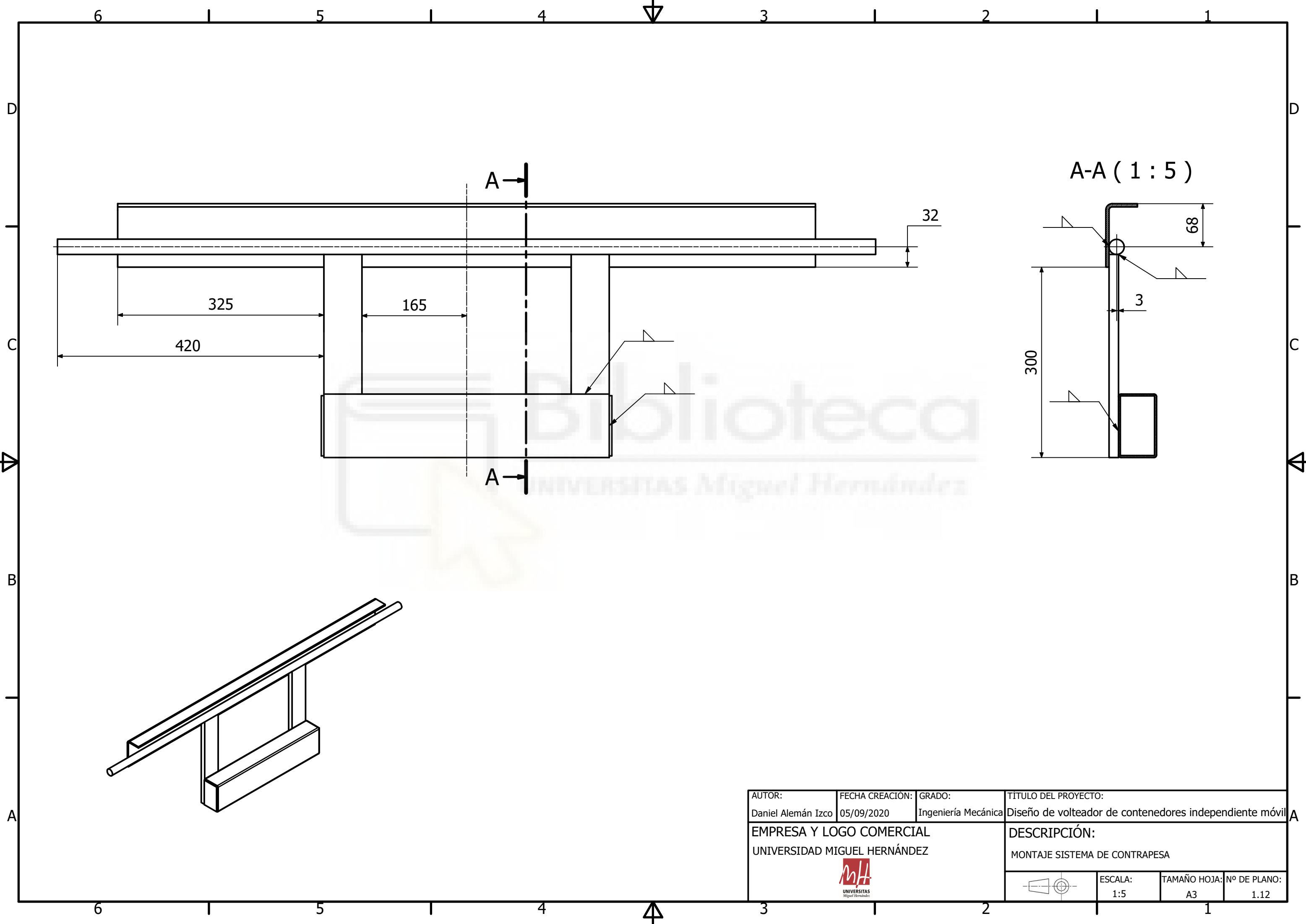
AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACION: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TITULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ			DESCRIPCIÓN: MONTAJE PARTE MÓVIL
		ESCALA: 1:20	TAMAÑO HOJA: A3
		Nº DE PLANO: 1.10	




N-N (1:5)

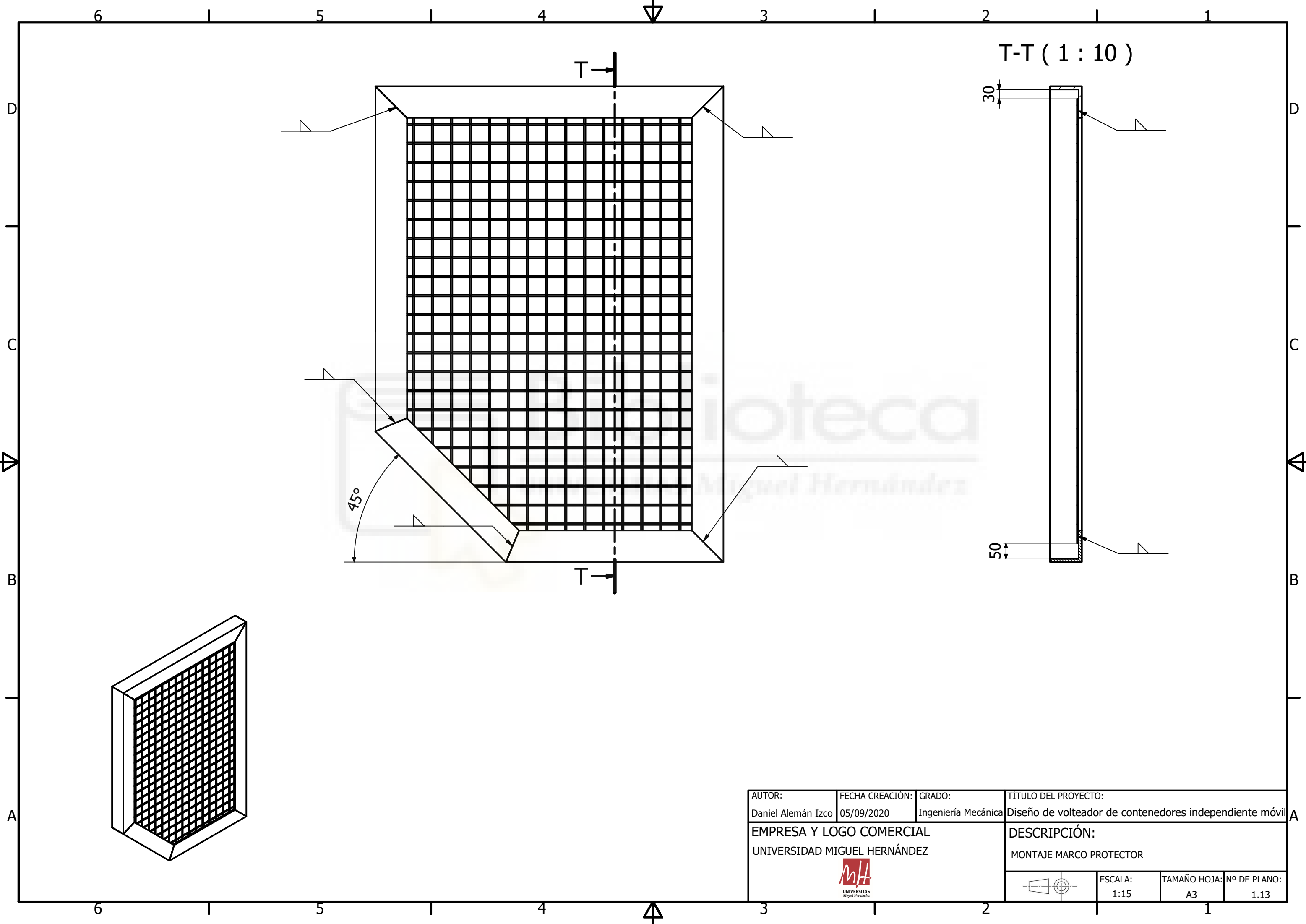



AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACION: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TITULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ			DESCRIPCIÓN: MONTAJE SISTEMA DE PEINE - ANCLAJES
		ESCALA: 1:15	TAMAÑO HOJA: A3
		Nº DE PLANO: 1.11	



Biblioteca
UNIVERSITAS Miguel Hernández

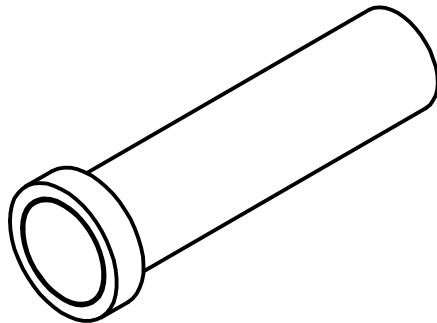
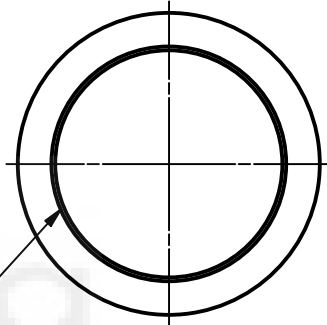
AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACION: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TITULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ			DESCRIPCIÓN: MONTAJE SISTEMA DE CONTRAPESA
 UNIVERSITAS Miguel Hernández		ESCALA: 1:5	TAMAÑO HOJA: A3
		Nº DE PLANO: 1.12	


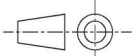


AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACION: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TITULO DEL PROYECTO: Diseño de volteamor de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ			DESCRIPCIÓN: MONTAJE MARCO PROTECTOR
 <small>UNIVERSITATIS Miguel Hernández</small>		ESCALA: 1:15	TAMAÑO HOJA: A3
		Nº DE PLANO: 1.13	

Separación dext bulón - dint arandela

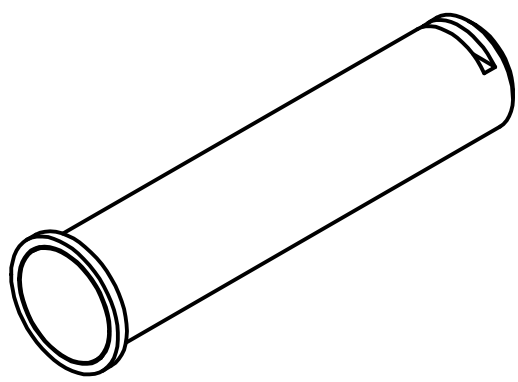
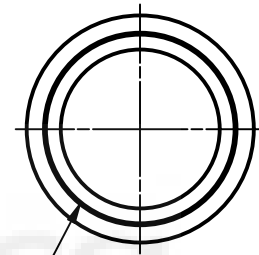
0,5



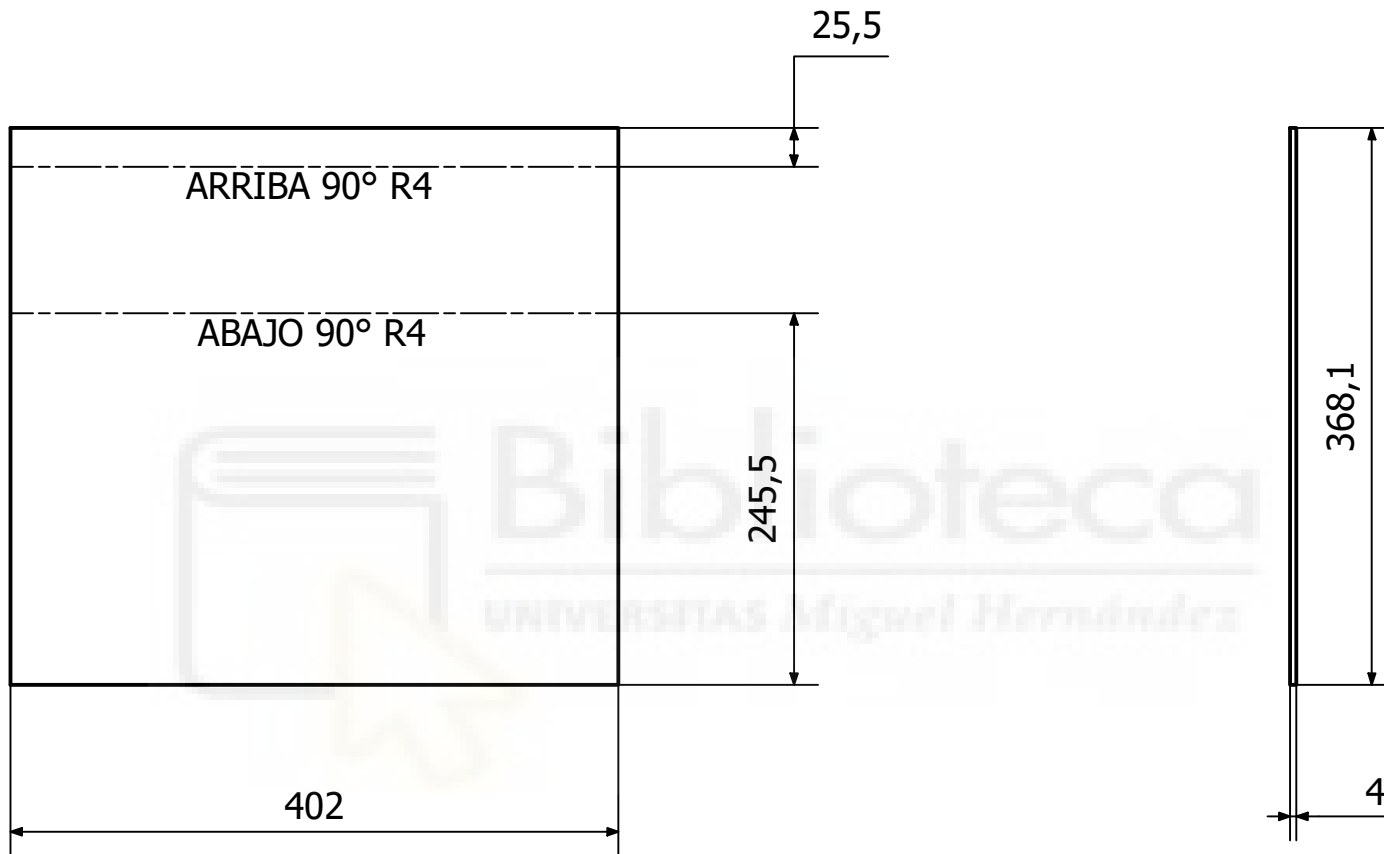
AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: MONTAJE ARANDELA - BULÓN ANCLAJE CILINDRO	
 UNIVERSITAS Miguel Hernández			ESCALA: 1:1
		TAMAÑO HOJA: A4	Nº DE PLANO: 1.14

Separación dext bulón - dint arandela

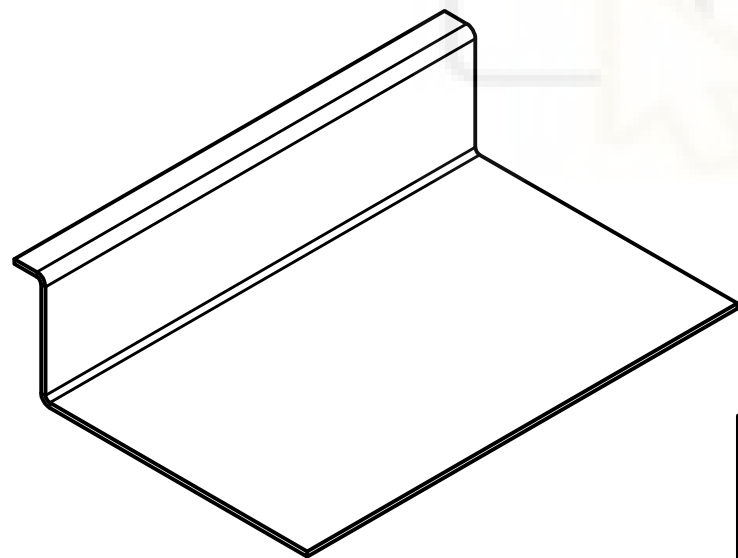
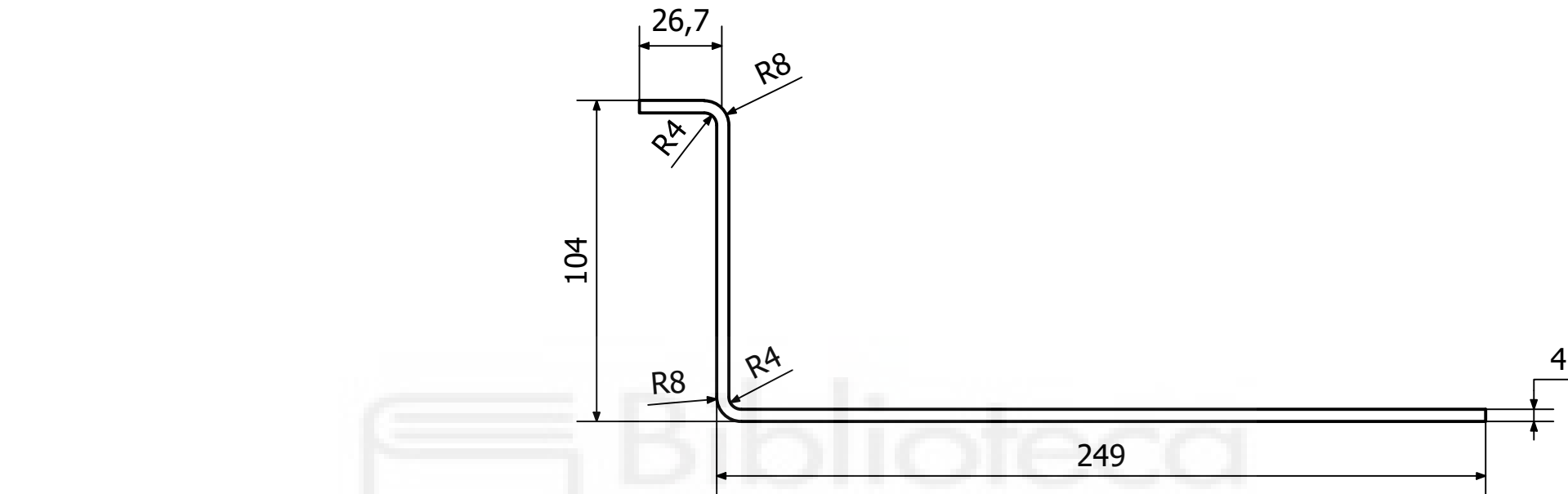
0,5



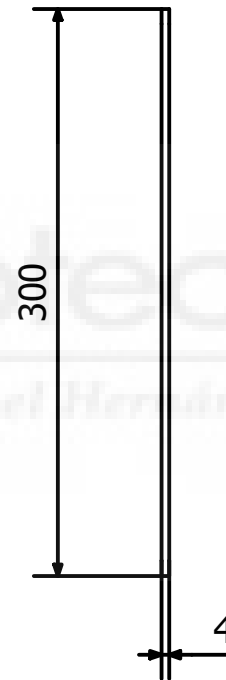
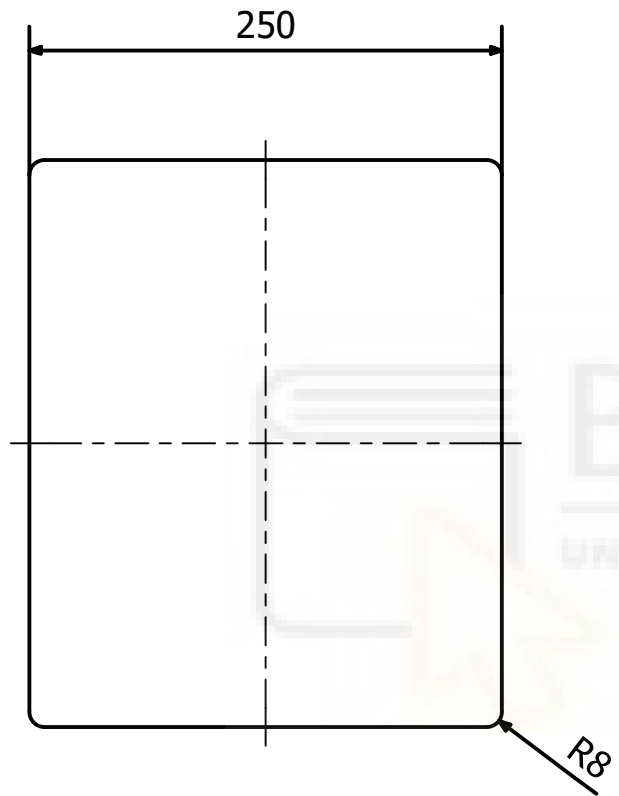
AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil		
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: MONTAJE ARANDELA - EJE DE GIRO			
			ESCALA: 1:2	TAMAÑO HOJA: A4	Nº DE PLANO: 1.15



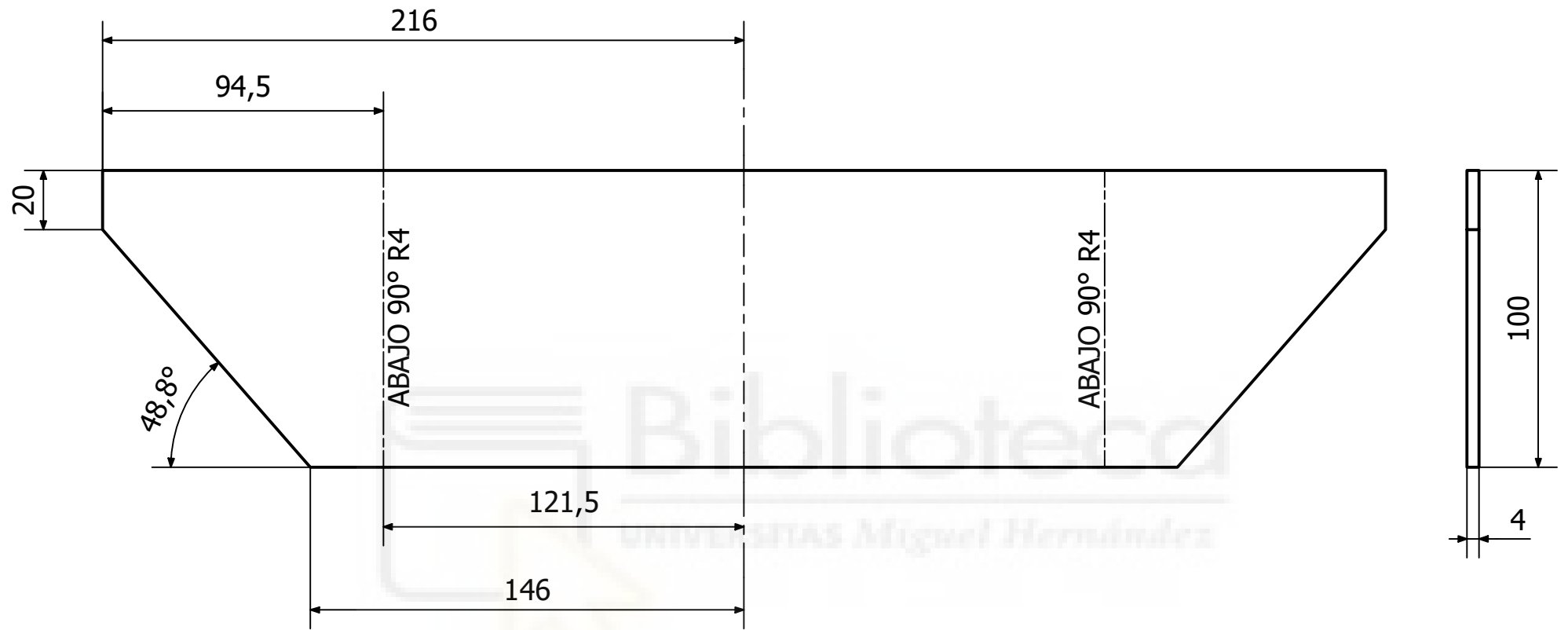
AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteamor de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: BANDEJA GRUPO HIDRÁULICO - Desarrollo de chapa	
		ESCALA: 1:5	TAMAÑO HOJA: A4
		Nº DE PLANO: 1.1.2	




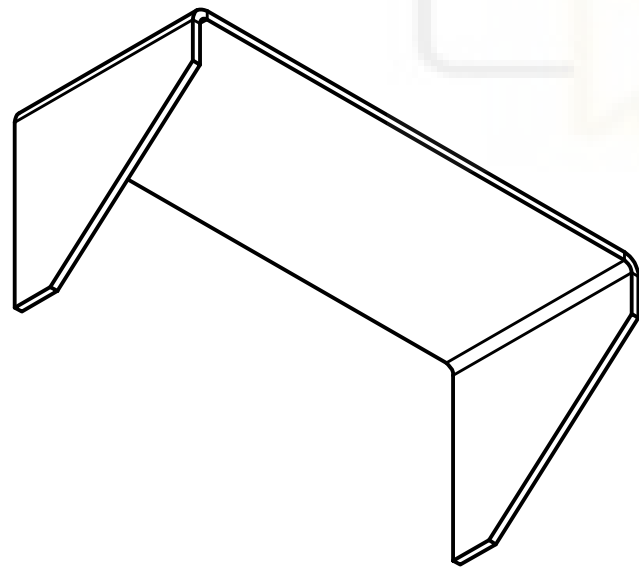
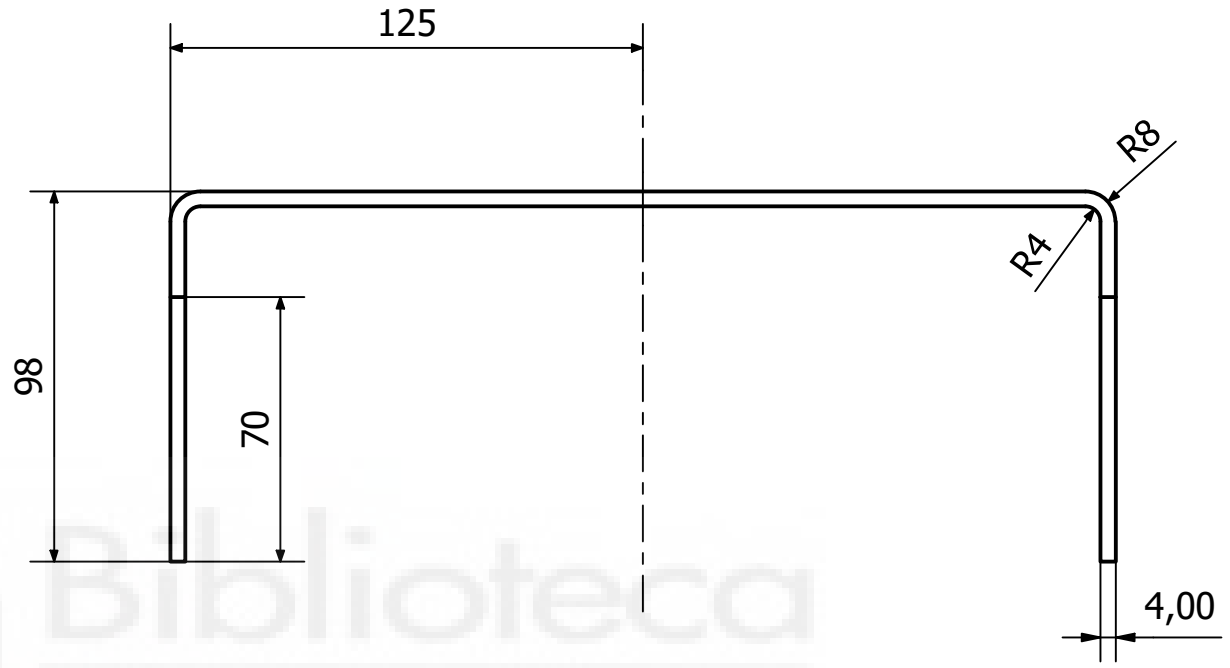
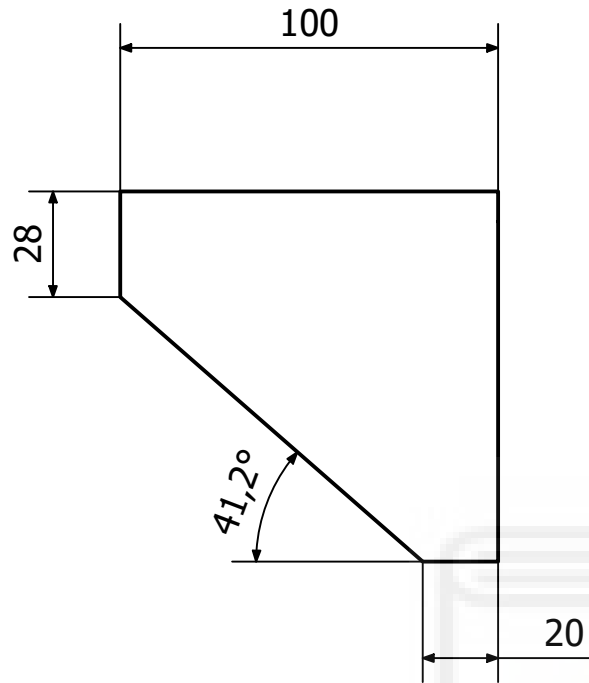
AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ			DESCRIPCIÓN: BANDEJA GRUPO HIDRÁULICO - Plegado de chapa
 UNIVERSITAS Miguel Hernández			
ESCALA: 1:2		TAMAÑO HOJA: A4	Nº DE PLANO: 1.1.2



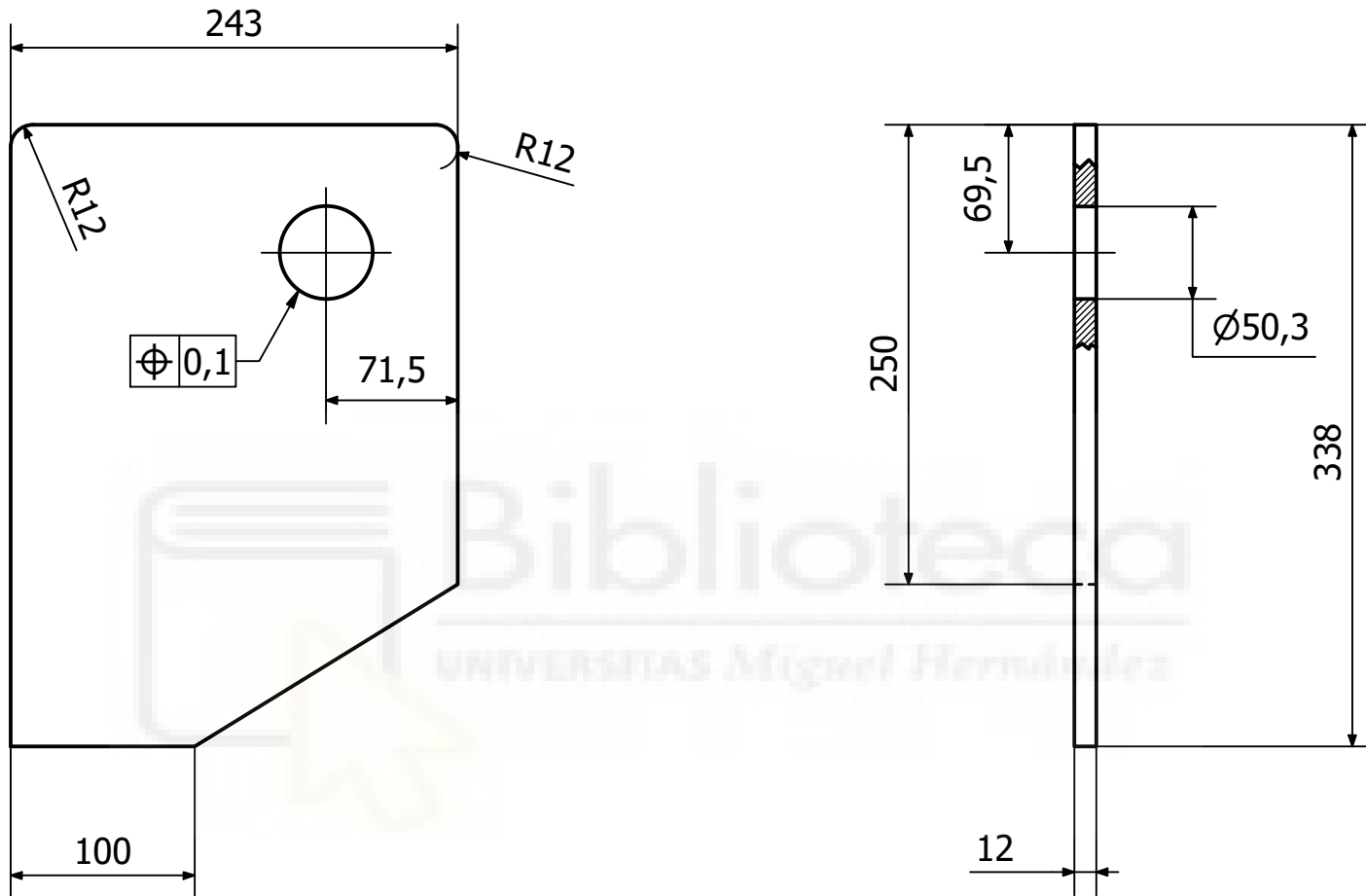
AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteamiento de contenedores independiente móvil			
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: SOPORTE CUADRO DE MANDO				
			<table border="1"> <tr> <td>ESCALA: 1:5</td> <td>TAMAÑO HOJA: A4</td> <td>Nº DE PLANO: 1.1.3</td> </tr> </table>	ESCALA: 1:5	TAMAÑO HOJA: A4	Nº DE PLANO: 1.1.3
ESCALA: 1:5	TAMAÑO HOJA: A4	Nº DE PLANO: 1.1.3				



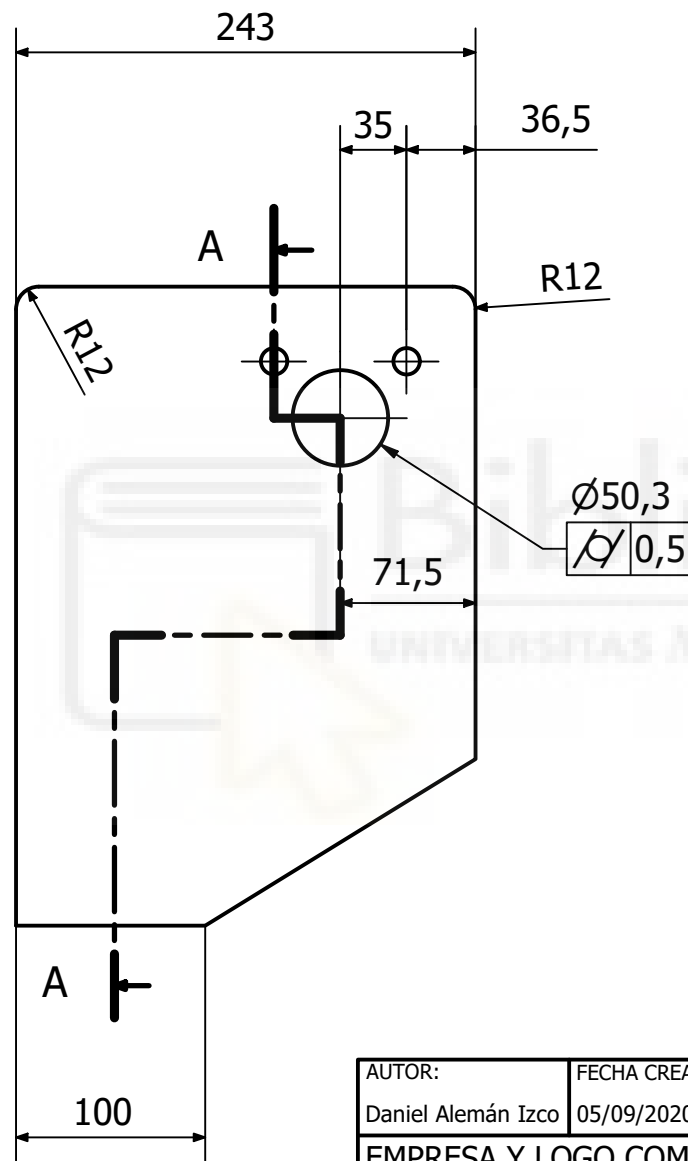
AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteamiento de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: COBERTOR CUADRO DE MANDO - Desarrollo de chapa	
		ESCALA: 1:2	TAMAÑO HOJA: A4
		Nº DE PLANO: 1.1.4	



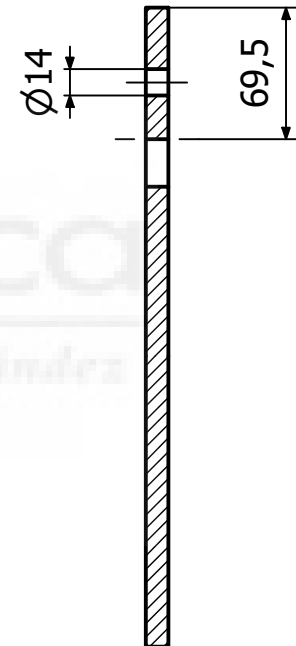
AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: COBERTOR CUADRO DE MANDO - Plegado de chapa	
		ESCALA: 1:2	TAMAÑO HOJA: A4 Nº DE PLANO: 1.1.4



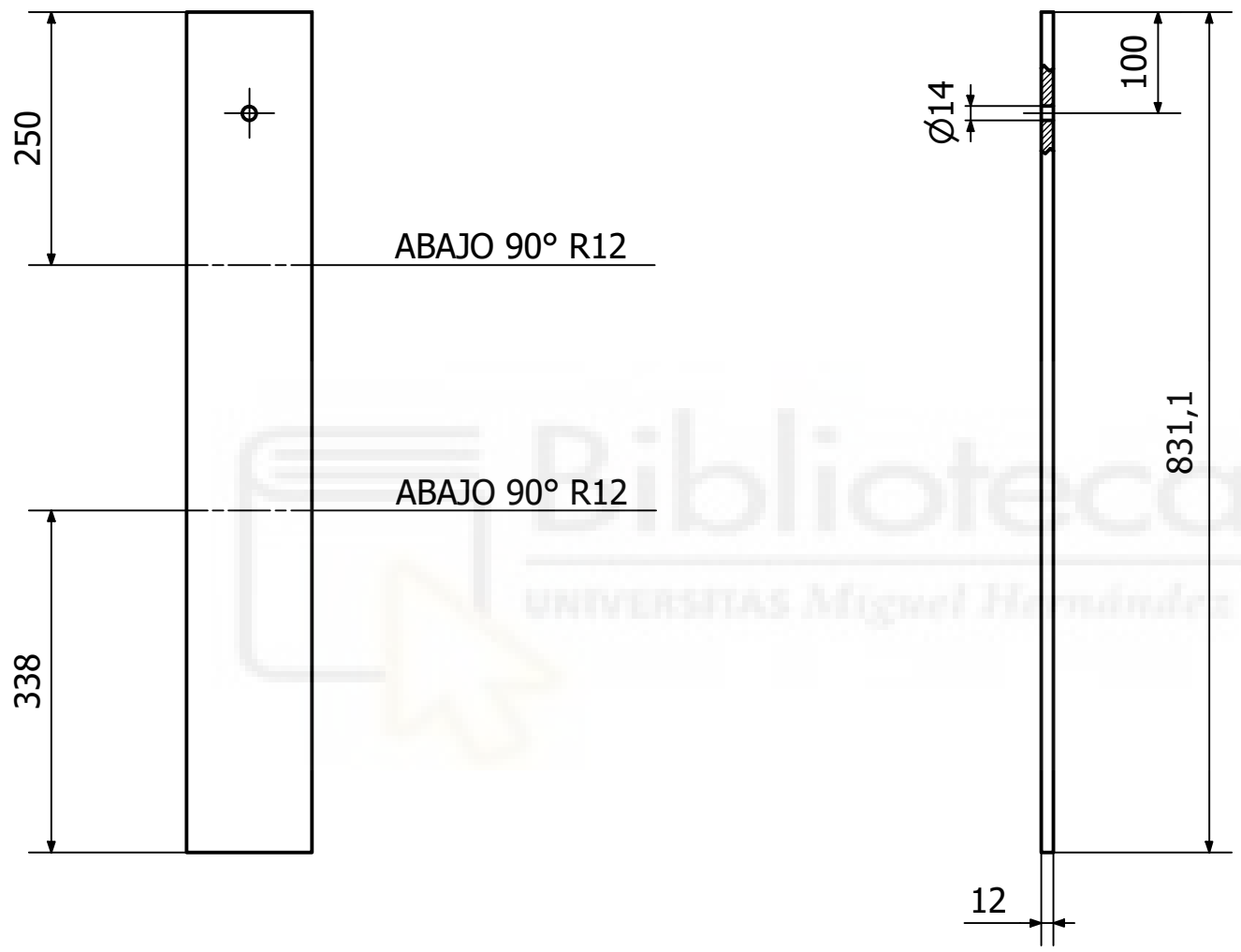
AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteamiento de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: TAPA INTERIOR RODAMIENTO - EJE	
		ESCALA: 1:5	TAMAÑO HOJA: A4
			Nº DE PLANO: 1.1.5



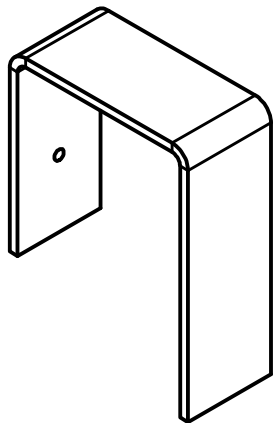
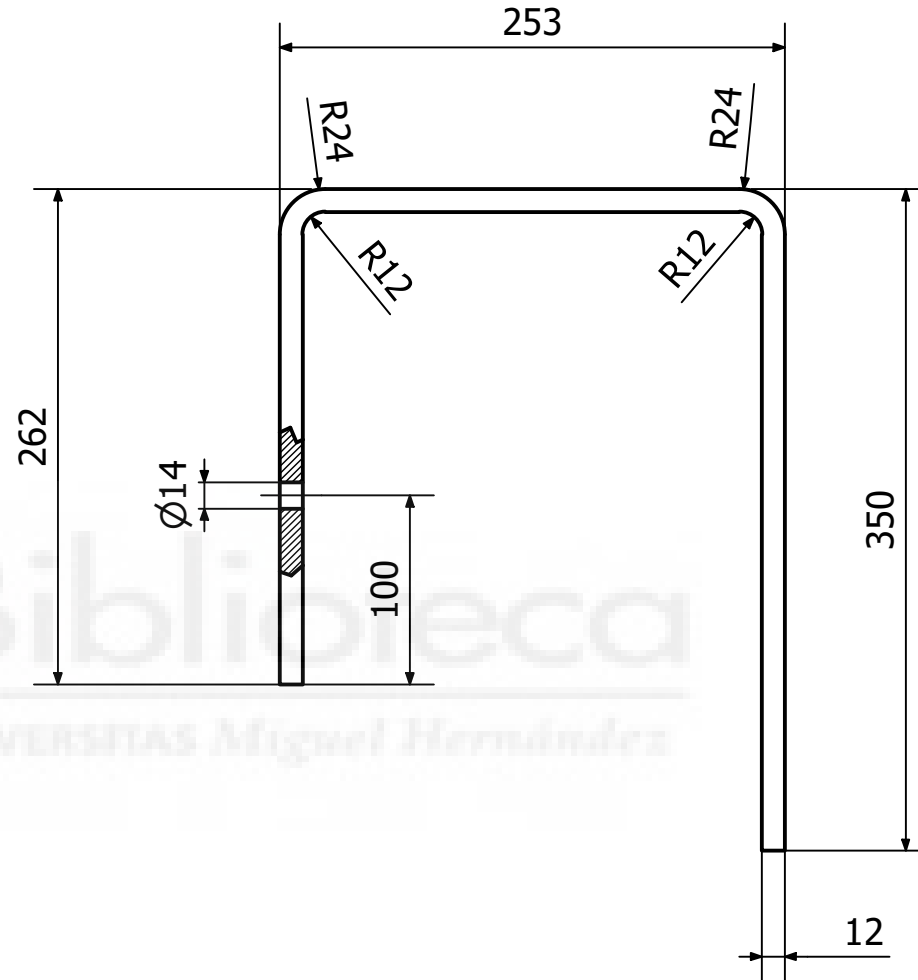
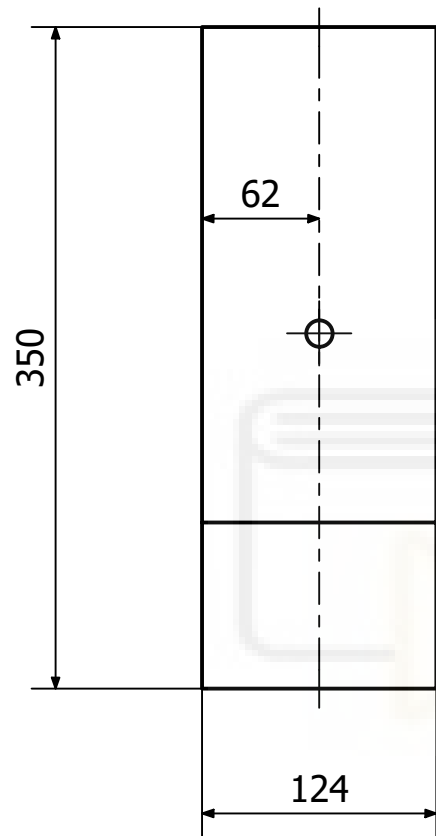
A-A (1:5)



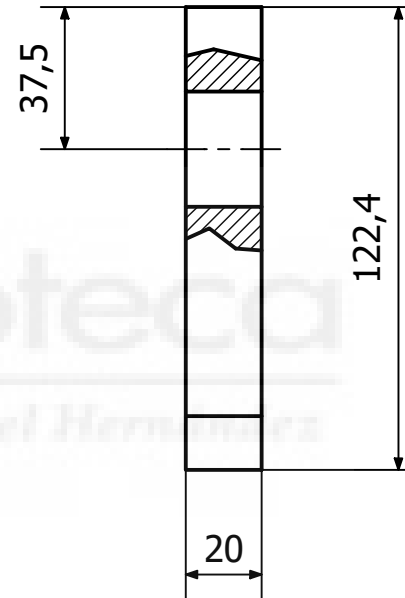
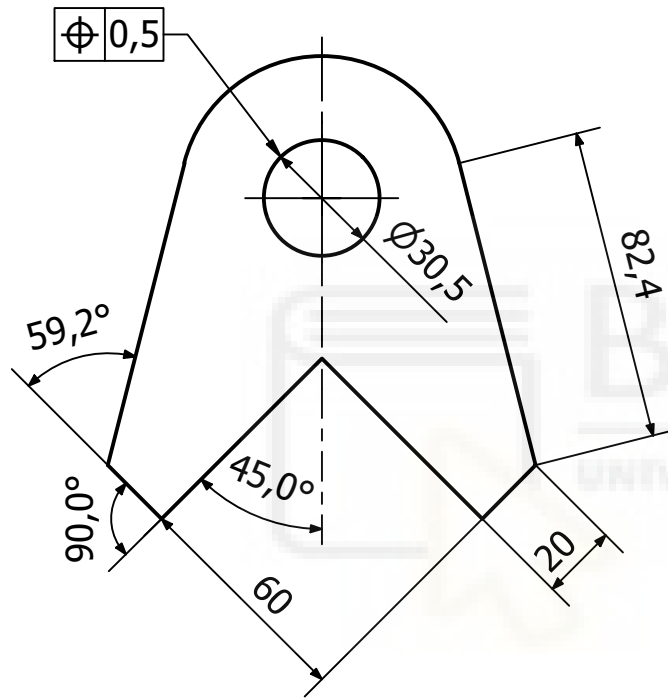
AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: TAPA EXTERIOR RODAMIENTO - EJE	
		ESCALA: 1:5	TAMAÑO HOJA: A4
		Nº DE PLANO: 1.1.6	



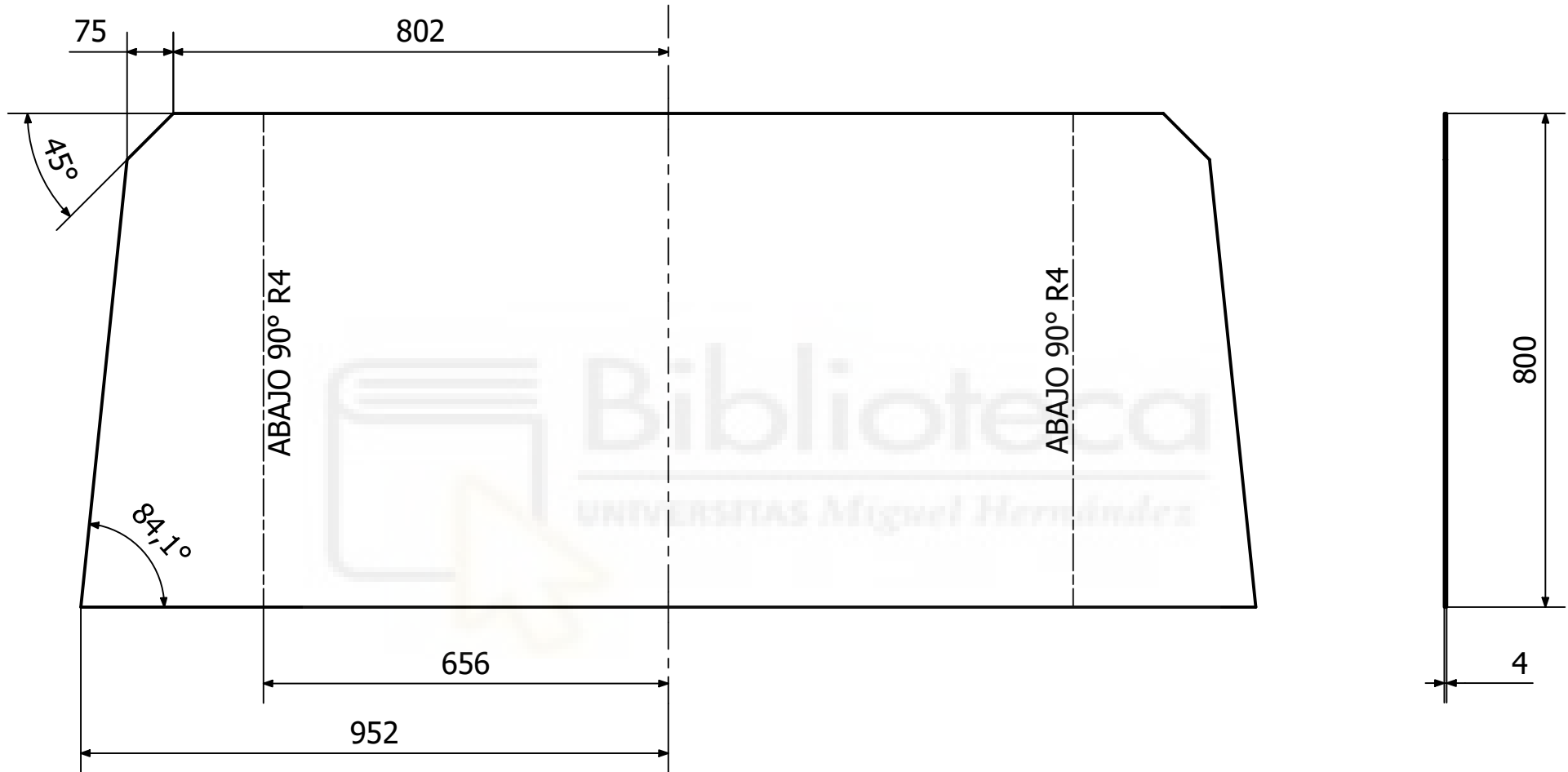
AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: TAPA COBERTURA RODAMIENTO - EJE - Desarrollo de chapa	
 UNIVERSITAS Miguel Hernández		 ESCALA: 1:5	TAMAÑO HOJA: A4
		Nº DE PLANO: 1.1.7	



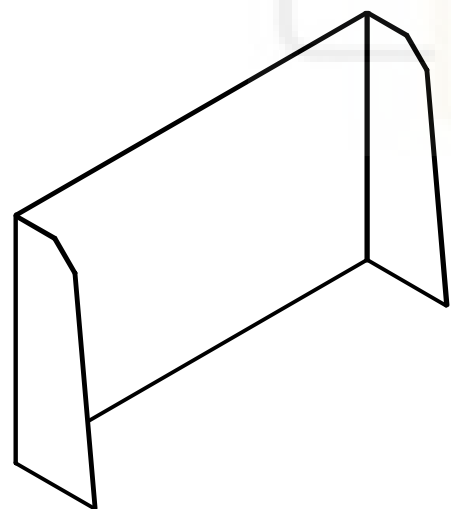
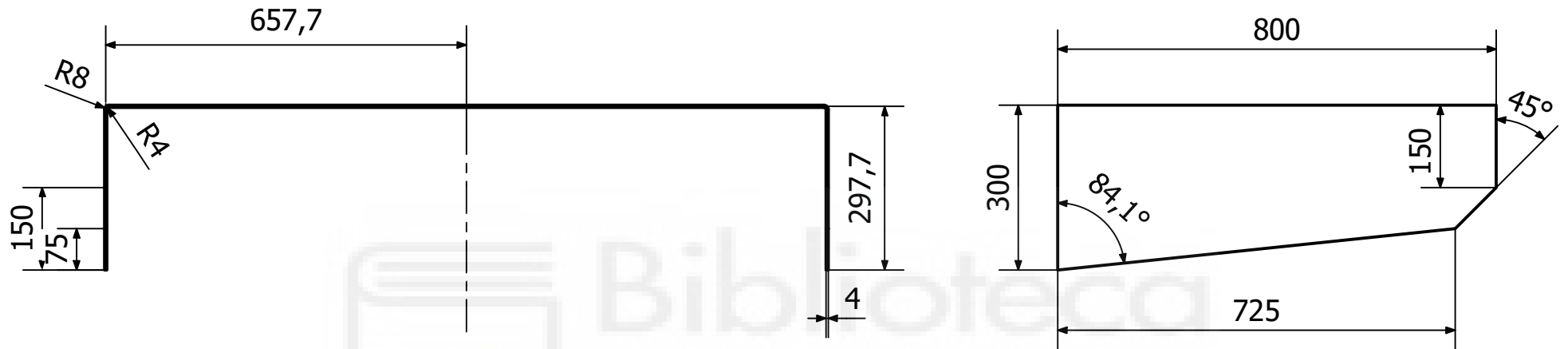
AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: TAPA COBERTURA RODAMIENTO - EJE - Plegado de chapa	
 UNIVERSITAS Miguel Hernández		 ESCALA: 1:2	TAMAÑO HOJA: A4
			Nº DE PLANO: 1.1.7



AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: ANCLAJE INFERIOR CILINDRO HIDRÁULICO	
		ESCALA: 1:2	TAMAÑO HOJA: A4
		Nº DE PLANO: 1.1.8	

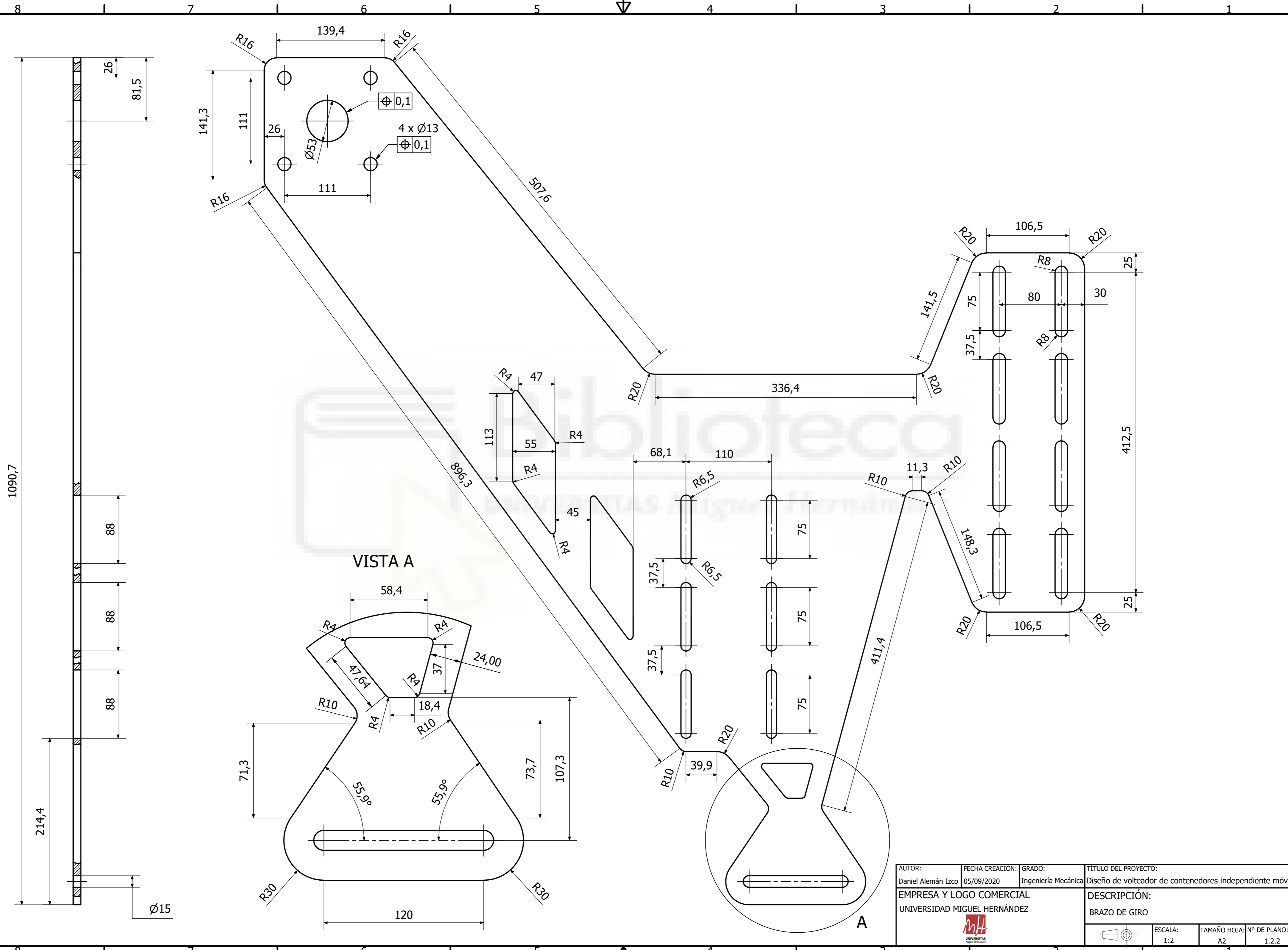


AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: ABOCADOR - Desarrollo de chapa	
		ESCALA: 1:10	TAMAÑO HOJA: A4
		Nº DE PLANO: 1.2.1	



Biblioteca
UNIVERSITAS Miguel Hernández

AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: ABOCADOR - Plegado de chapa	
			ESCALA: 1:5
		TAMAÑO HOJA: A4	Nº DE PLANO: 1.2.1



1090,7

214,4

Ø15

VISTA A

A

AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACION: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TITULO DEL PROYECTO: Diseño de volteamador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ			DESCRIPCIÓN: BRAZO DE GIRO
		ESCALA: 1:2	TAMAÑO HOJA: Nº DE PLANO: A2 1.2.2

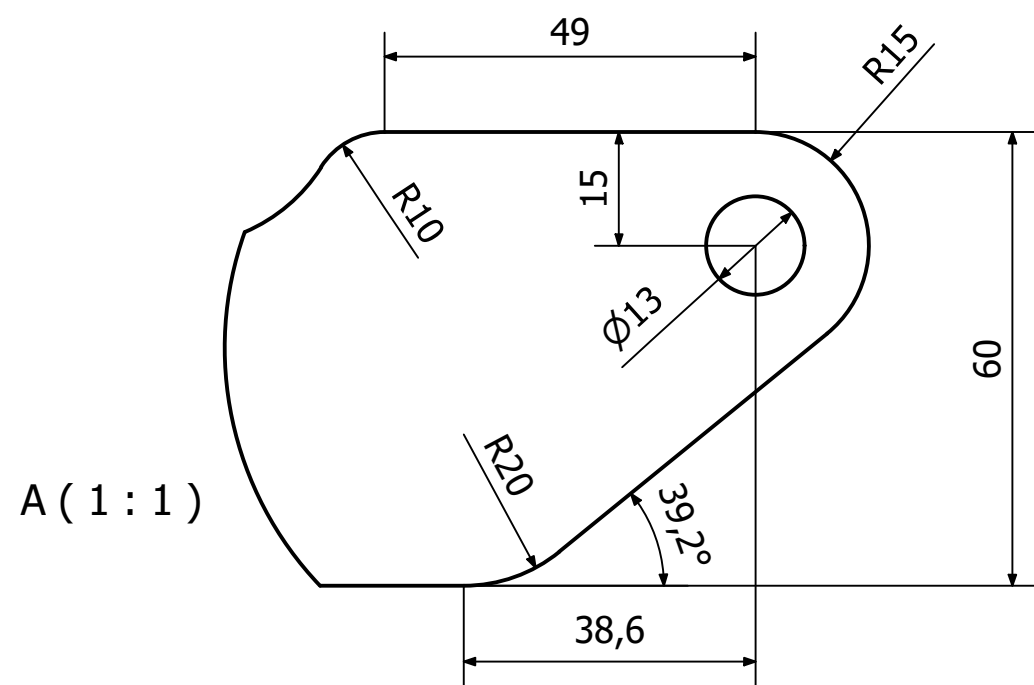
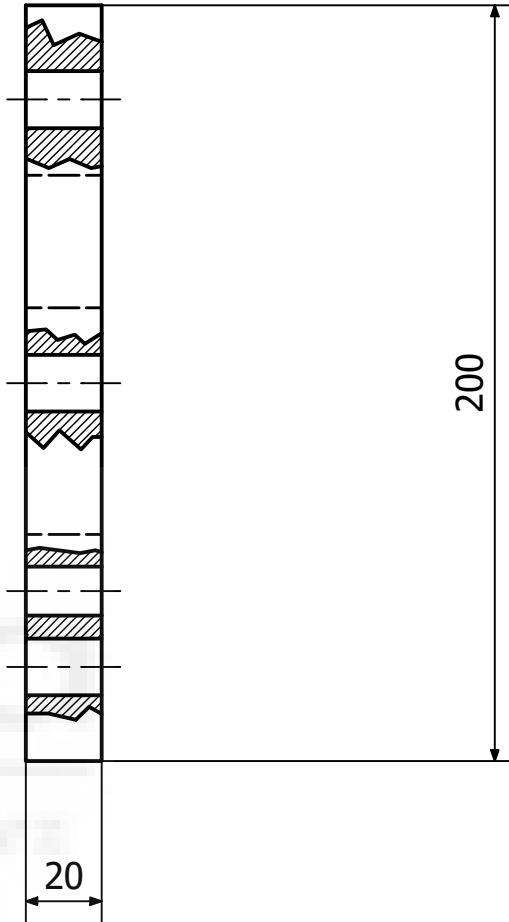
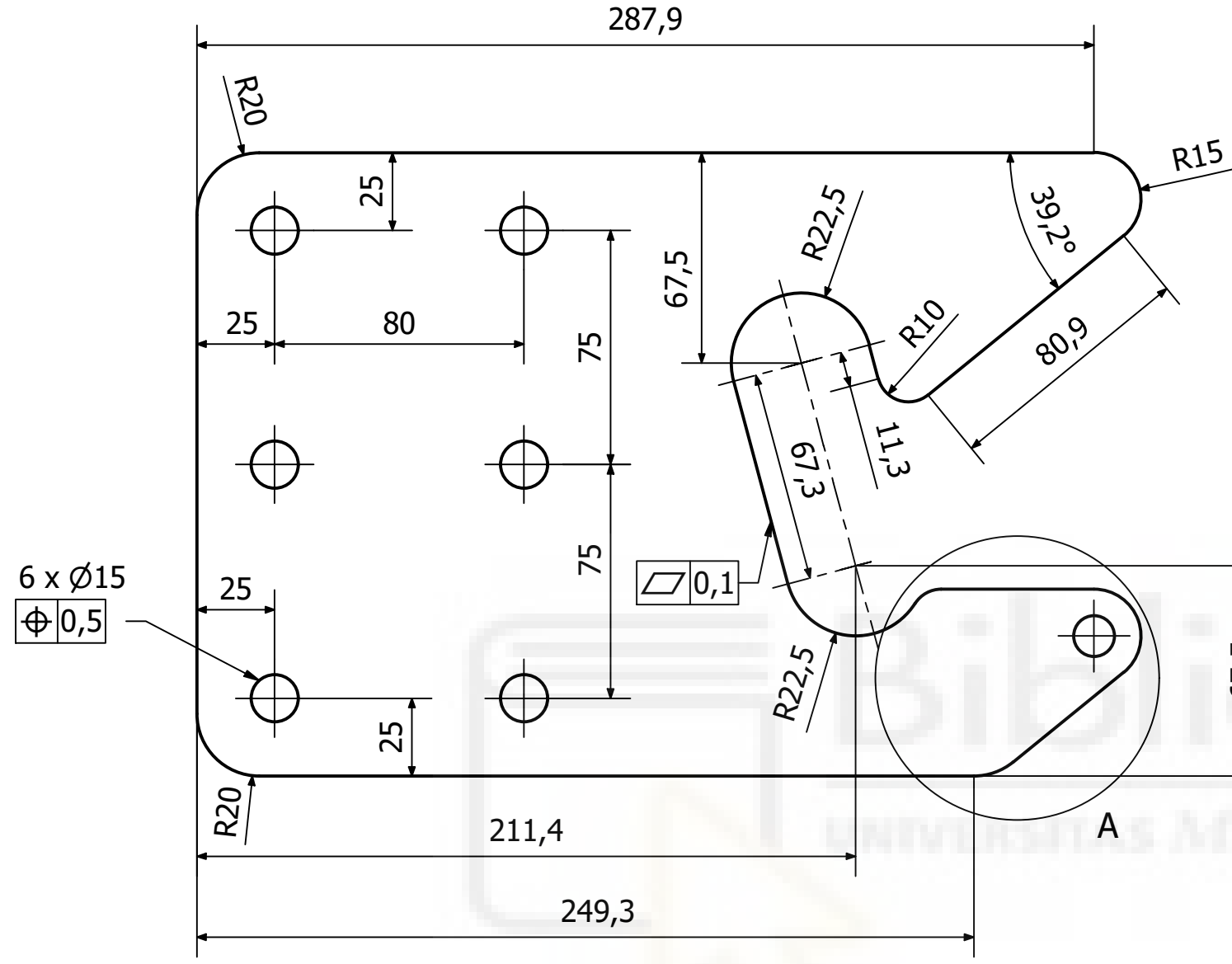
6 5 4 3 2 1

D

C

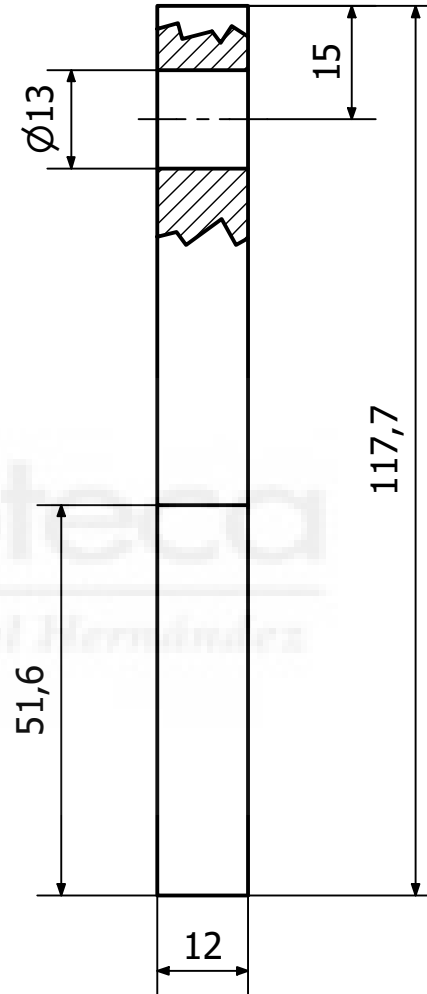
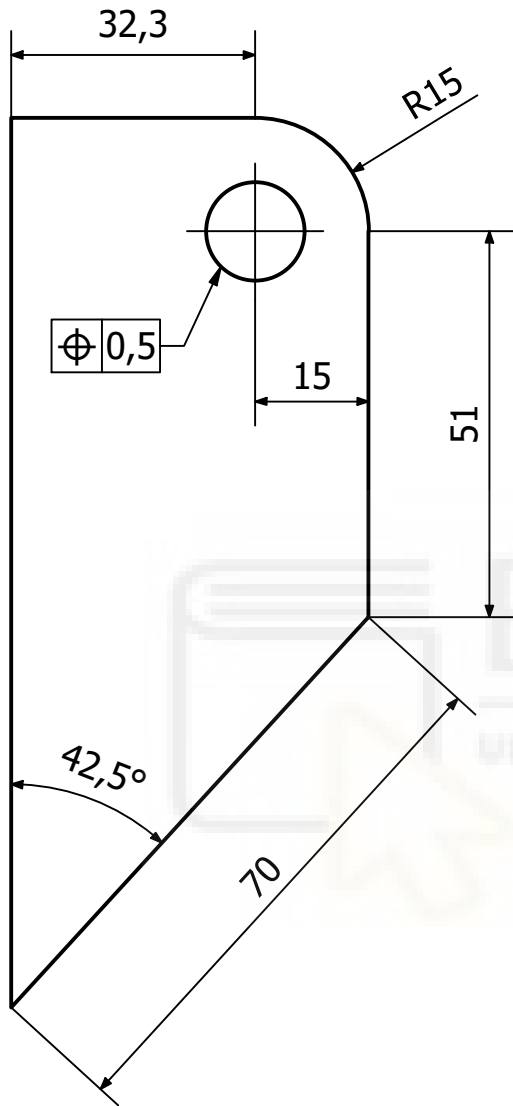
B

A

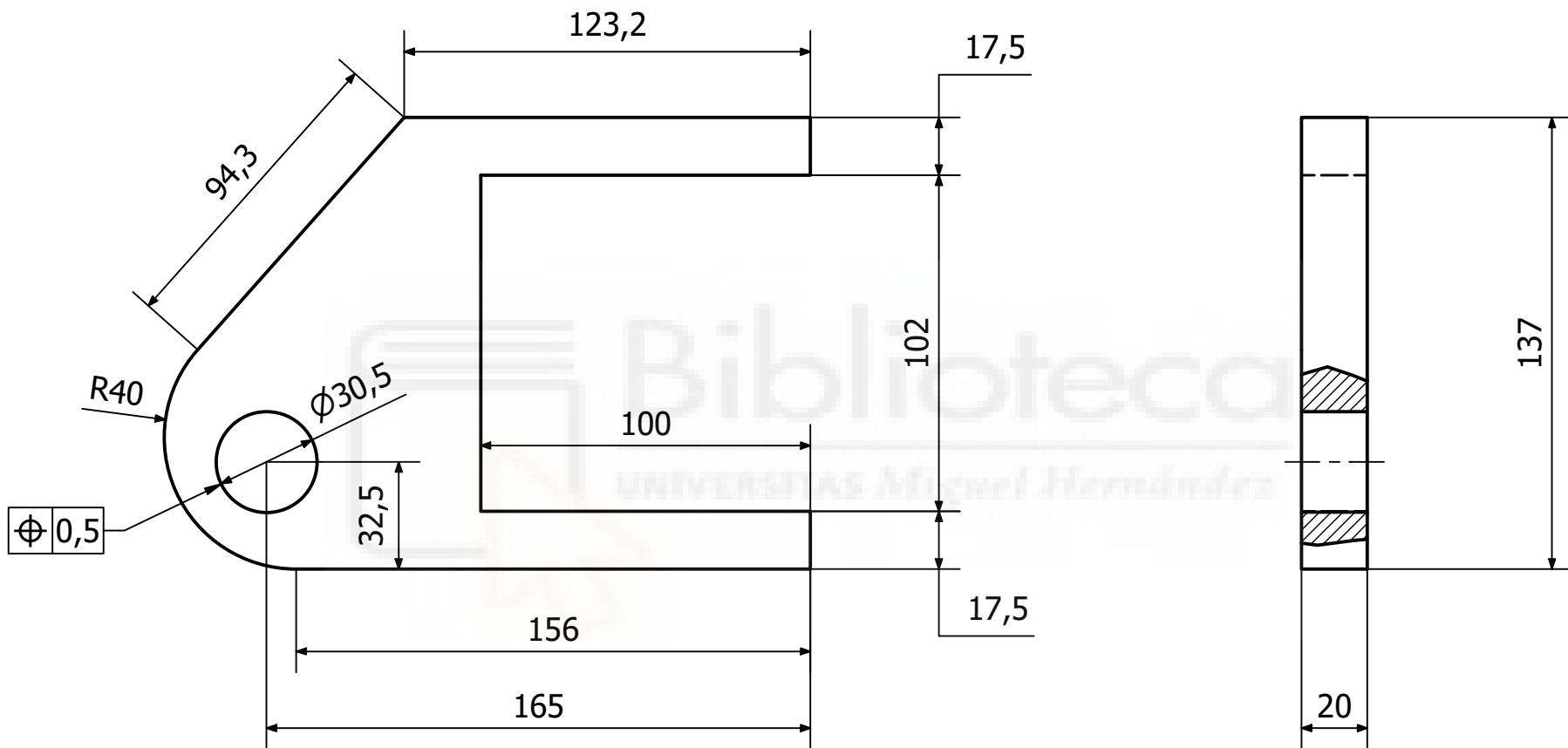


AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACION: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TITULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ			DESCRIPCIÓN: AGARRE CONTENEDOR
		ESCALA: 1:2	TAMAÑO HOJA: A4
		Nº DE PLANO: 1.2.3	

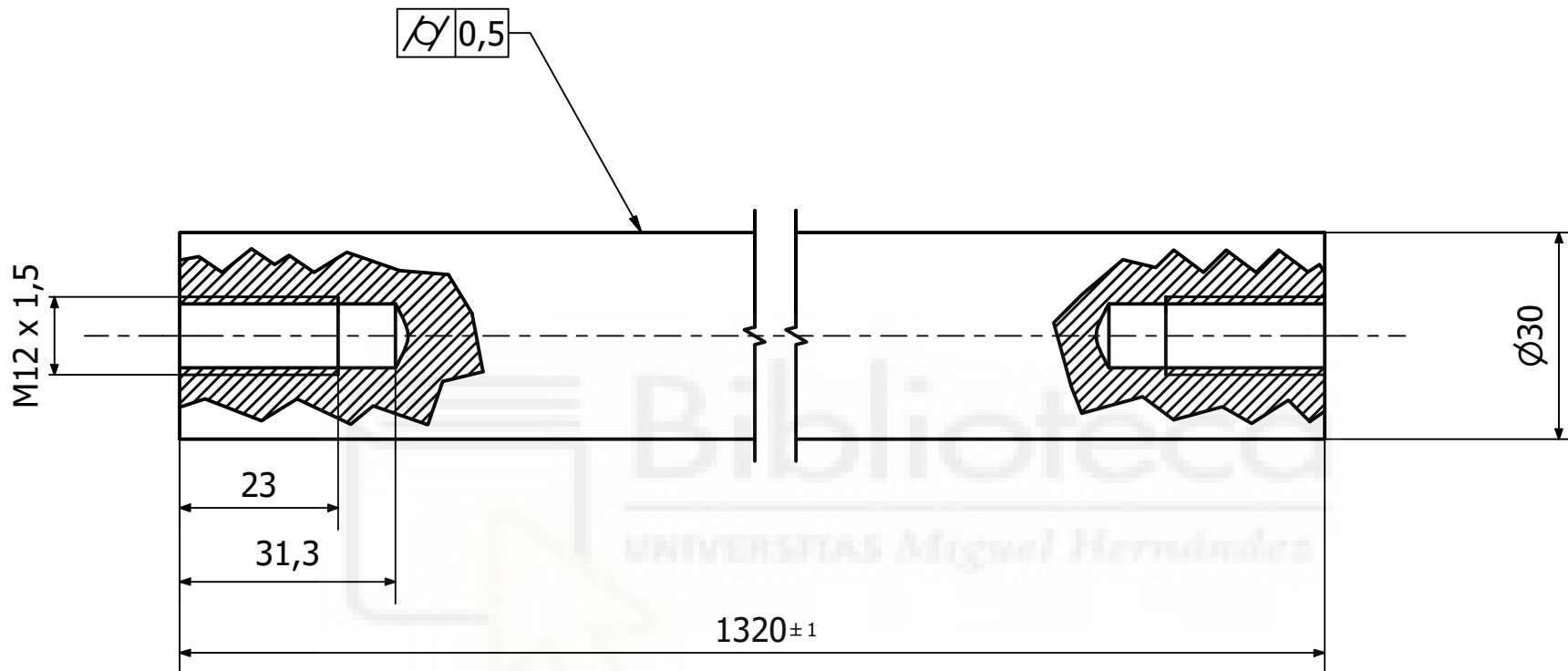
6 5 4 3 2 1



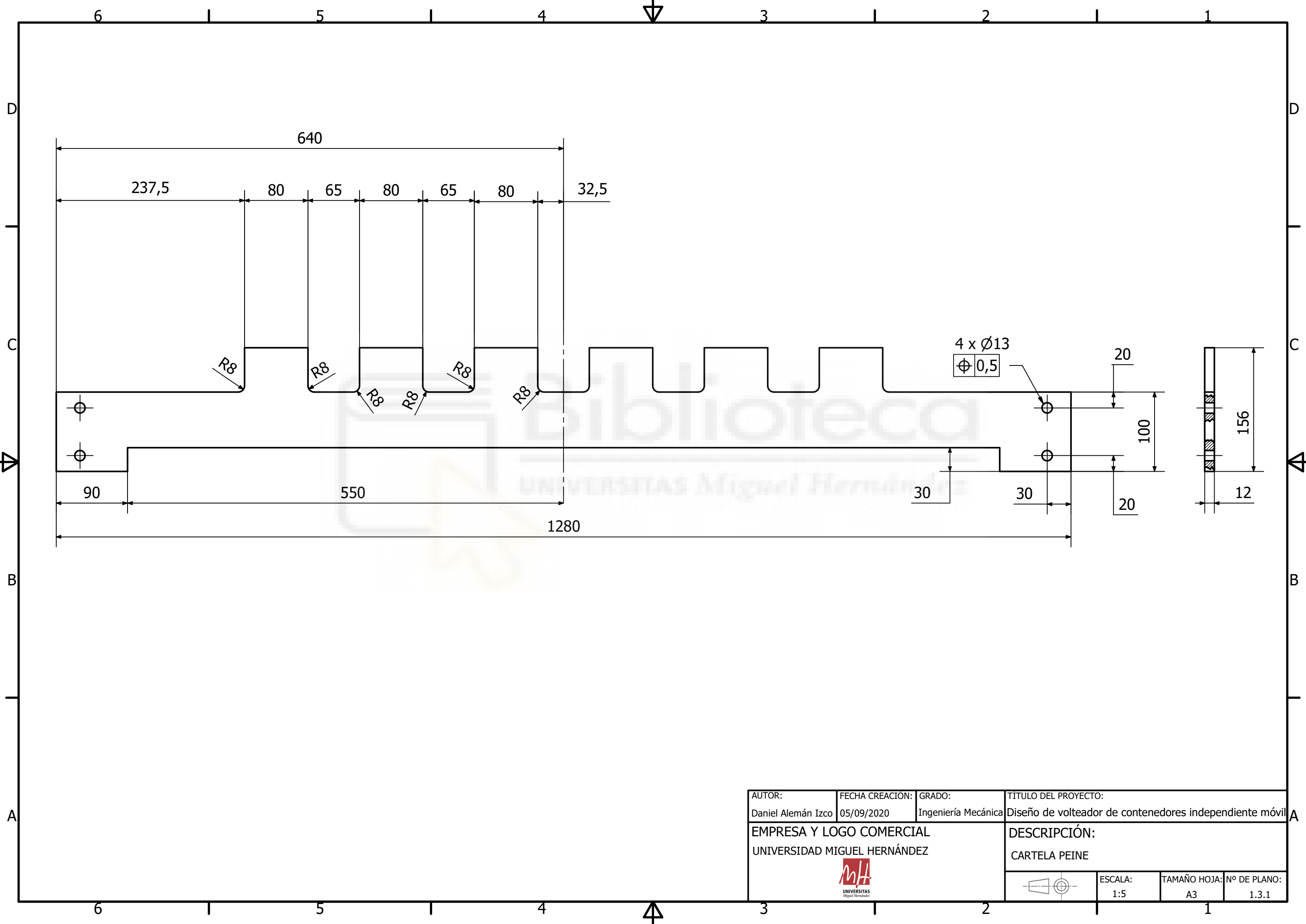
AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: PESTAÑA DE SEGURIDAD	
		ESCALA: 1:1	TAMAÑO HOJA: A4
		Nº DE PLANO: 1.2.4	




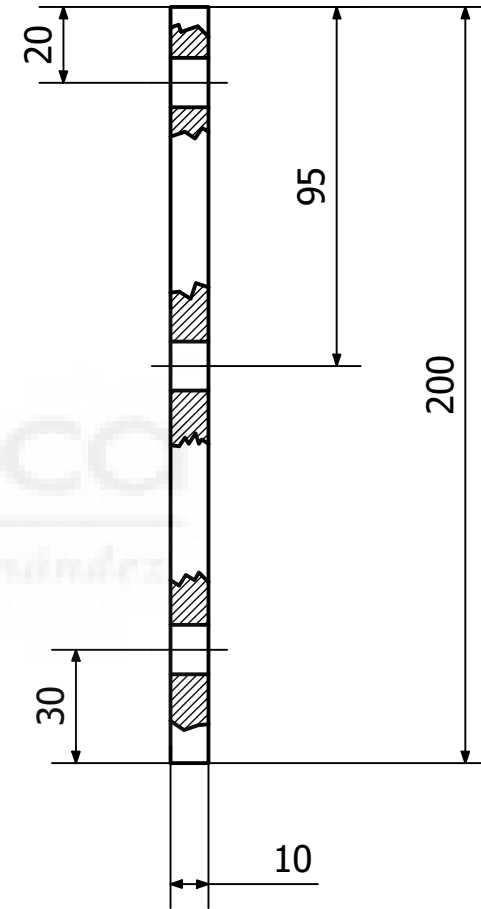
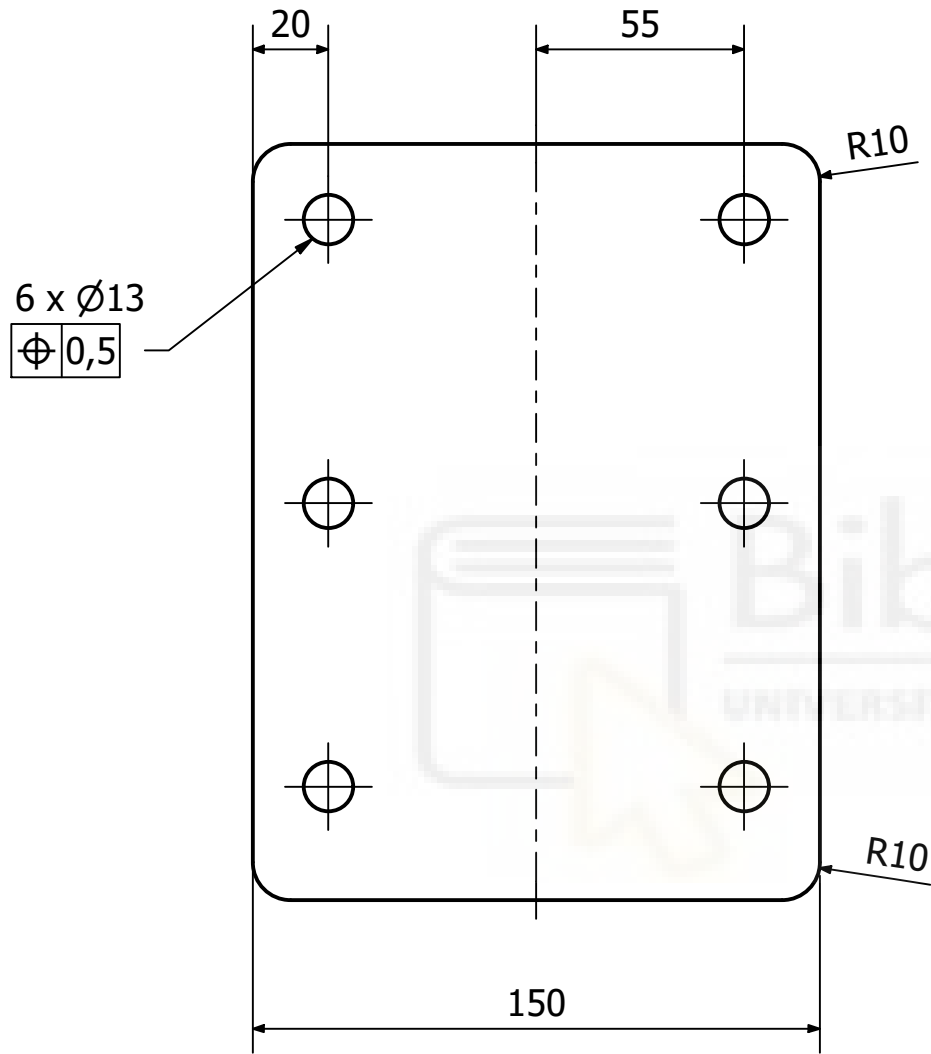
AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: ANCLAJE SUPERIOR CILINDRO HIDRÁULICO	
		ESCALA: 1:2	TAMAÑO HOJA: A4
		Nº DE PLANO: 1.2.5	



AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteamor de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: BARRA ANTIVUELCO	
 UNIVERSITAS Miguel Hernández			ESCALA: 1:1
		TAMAÑO HOJA: A4	Nº DE PLANO: 1.2.6

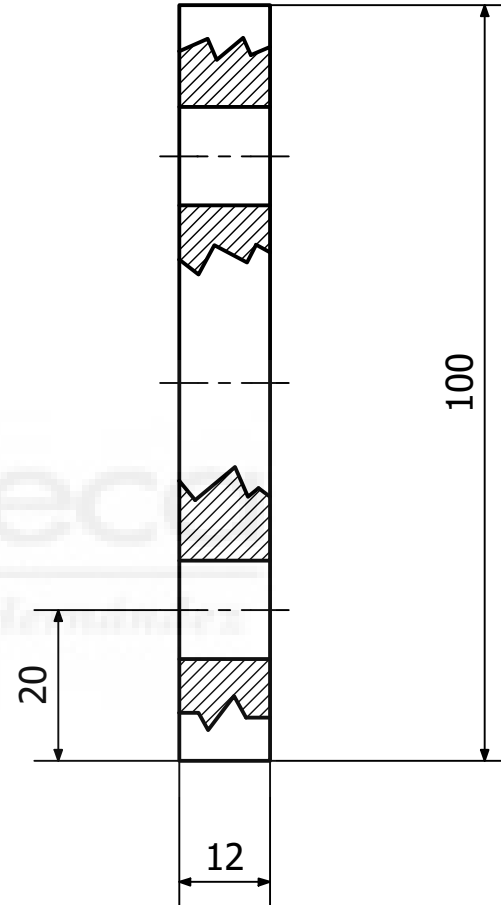
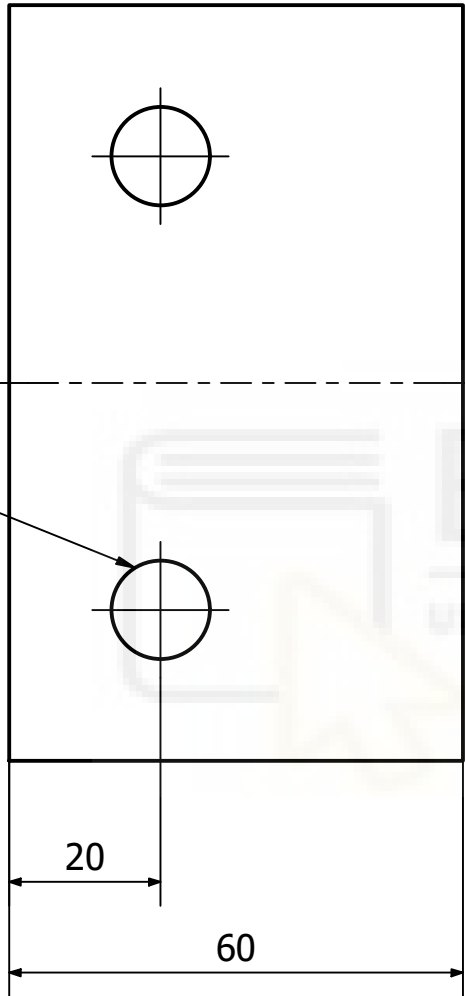


AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACION: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TITULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ 		DESCRIPCIÓN: CARTELA PEINE	
		ESCALA: 1:5	TAMAÑO HOJA: A3
		Nº DE PLANO: 1.3.1	

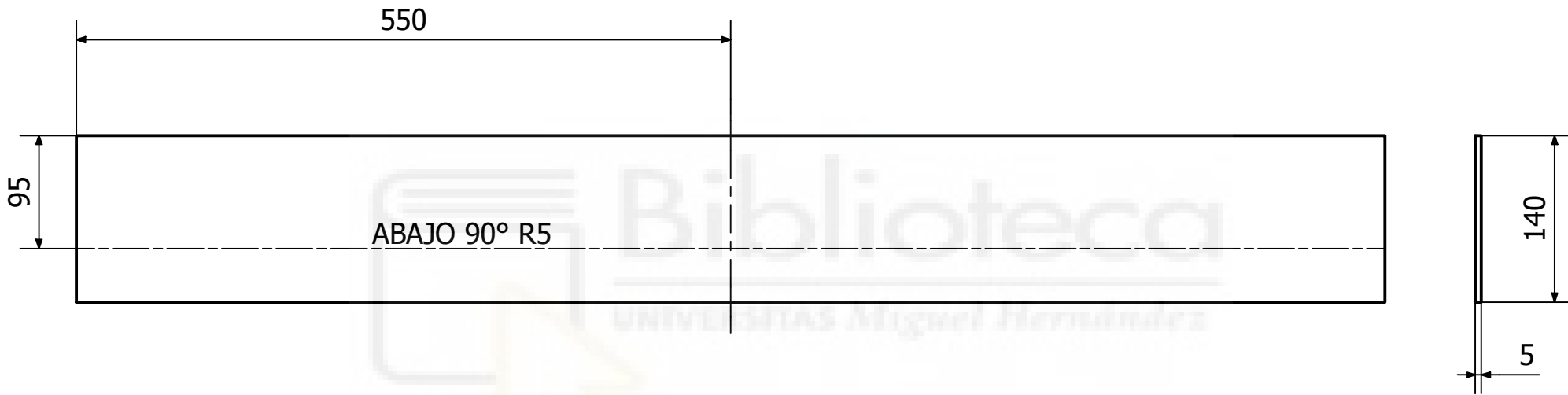


AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: PLETINA ANCLAJE DEL SISTEMA DE PEINE	
 <small>UNIVERSITAT Miguel Hernández</small>			ESCALA: 1:2
		TAMAÑO HOJA: A4	Nº DE PLANO: 1.3.2

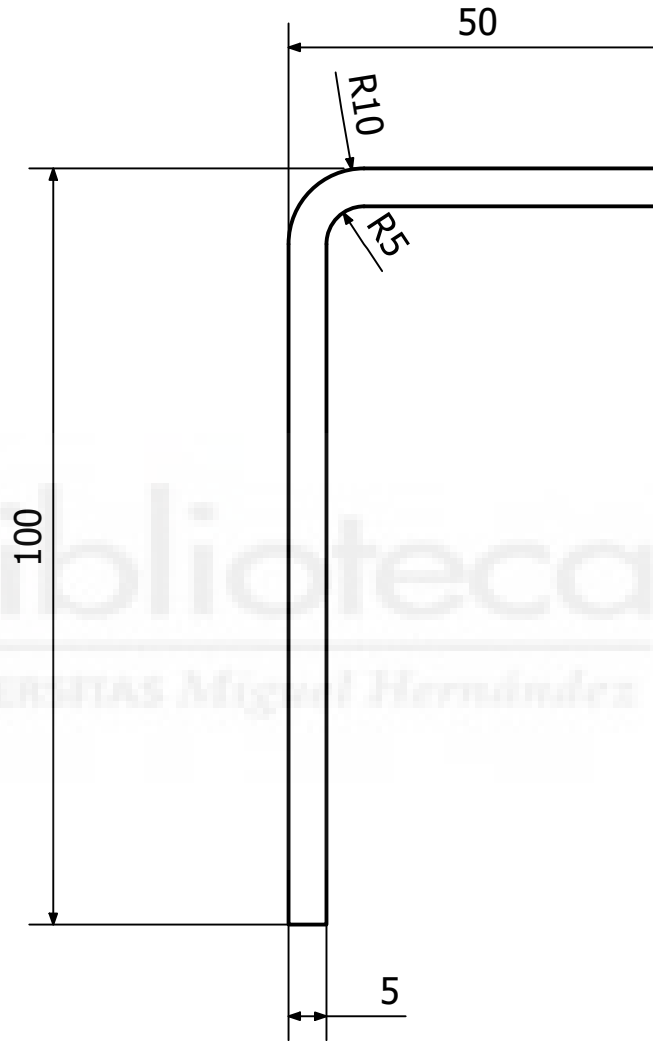
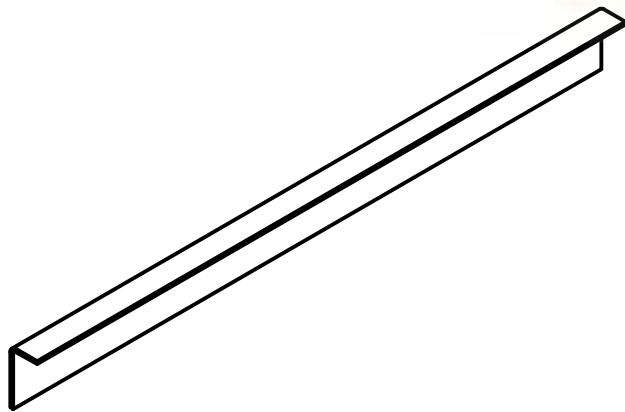
2 x Ø13
 ⊕ 0,5



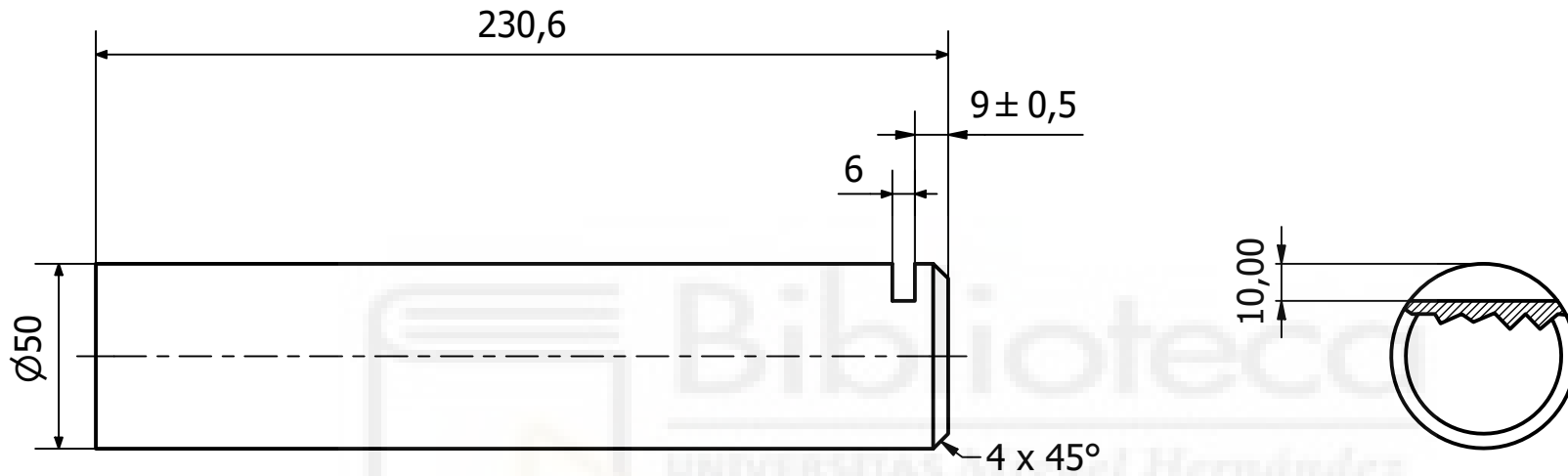
AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil		
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: PLETINA OBLICUA ANCLAJE DEL SISTEMA DE PEINE			
 UNIVERSITAS Miguel Hernández			ESCALA: 1:1	TAMAÑO HOJA: A4	Nº DE PLANO: 1.3.3




AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteamiento de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: CHAPA DE PRESIÓN - Desarrollo de chapa	
		ESCALA: 1:5	TAMAÑO HOJA: A4



AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil		
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: CHAPA DE PRESIÓN - Plegado de chapa			
			ESCALA: 1:1	TAMAÑO HOJA: A4	Nº DE PLANO: 1.4.1



AUTOR: Daniel Alemán Izco	FECHA CREACIÓN: 05/09/2020	GRADO: Ingeniería Mecánica	TÍTULO DEL PROYECTO: Diseño de volteador de contenedores independiente móvil
EMPRESA Y LOGO COMERCIAL UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ		DESCRIPCIÓN: EJE DE GIRO	
			ESCALA: 1:2
		TAMAÑO HOJA: A4	Nº DE PLANO: 1.6.1

3. PLIEGOS



3.1- DISPOSICIONES GENERALES

3.1.1- OBJETO DEL PLIEGO

Es objeto del presente pliego, determinar las condiciones mínimas que ha de amparar el contrato de adquisición del “Volteador de contenedores independiente móvil” que se suscriba.

El presente pliego tiene por objeto definir las especificaciones técnicas, económicas y legales mínimas exigibles.

3.1.2- DOCUMENTACIÓN DE PROYECTO

El presente proyecto consta de los siguientes documentos.

Documento 1. ÍNDICE.

Documento 2. INTRODUCCIÓN

Documento 3. MEMORIA DESCRIPTIVA

Documento 4. CALCULOS JUSTIFICATIVOS

Documento 5. PLANOS.

Documento 6. PLIEGO DE CONDICIONES.

Documento 7. PRESUPUESTO.

Documento 7. ANEXOS

Se entiende por documentos contractuales aquellos que estén incorporados en el contrato y que sean de obligado cumplimiento, excepto modificaciones debidamente autorizadas. Estos documentos son:

- ANEXO.
- PLANOS.
- PLIEGO DE CONDICIONES.
- PRESUPUESTO.

El resto de los documentos o datos del proyecto son documentos informativos. Solamente los documentos contractuales constituyen la base del contrato.

Por tanto, el Contratista no podrá alegar modificación alguna de las condiciones del contrato en base a los datos contenidos en los documentos informativos, a menos que estos datos aparezcan en algún documento contractual.

El Contratista será responsable de los errores que se puedan derivar de no obtener la suficiente información directa, que rectifique o ratifique, el contenido de los documentos informativos del proyecto.

3.1.3- NORMATIVA APLICABLE

Para las especificaciones presentadas en el presente pliego de condiciones se ha atendido a la siguiente normativa vigente.

- UNE-EN ISO 12100: 2012 Seguridad de las máquinas. Principios generales para el diseño. Evaluación del riesgo y reducción del riesgo. (ISO 12100:2010).
- UNE-EN 60204-1:2007 Seguridad de las máquinas. Equipo eléctrico de las máquinas. Parte 1: Requisitos generales. (IEC 60204-1:2005, modificada).
- UNE-EN ISO 13849-1: 2016 Seguridad de las máquinas. Partes del sistema de mando relativas a la seguridad. Parte 1: Principios generales para el diseño. (ISO 13849-1:2015).
- UNE-EN ISO 13857: 2008 Seguridad de las máquinas. Distancias de seguridad para impedir que se alcancen zonas peligrosas con los miembros superiores e inferiores. (ISO 13857:2008).

3.2- CONDICIONES TÉCNICAS

3.2.1- ESPECIFICACIONES GENERALES

- Los elementos que constituyen el volteador cumplen con la normativa vigente y son suministrados por los proveedores con la garantía de máxima calidad.
- Los elementos normalizados de este proyecto presentan unas características técnicas determinadas descritas en el anexo de fichas técnicas.

- Los elementos seleccionados de un fabricante en concreto se pueden sustituir por otros similares con idénticas características técnicas o en su defecto superiores.

3.2.2- ESPECIFICACIONES DE ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS

Se deberá suministrar por parte del fabricante el bien detallado en el punto 3.1.1, garantizando que se cumplen obligatoriamente las siguientes condiciones técnicas:

- Los elementos normalizados deben cumplir con los requerimientos técnicos establecidos en el presente proyecto.
- Los rodamientos seleccionados deben cumplir con las condiciones técnicas y dimensionales establecidas en el presente proyecto.
- Todos los elementos deben cumplir con las dimensiones establecidas en la memoria técnica.
- El material de fabricación de los distintos elementos debe ser especificado en cada caso en la memoria.
- Diseñado para voltear contenedores de 120, 240, 360, 800 y 1100 litros normalizados.
- Dotado de cuatro ruedas para permitir movilidad en el área de trabajo.
- Diseñado para ser independiente y poder adaptarse a diferentes tipos de maquinaria compactadora de residuos.
- Agarre del contenedor con altura regulable.
- Sistema de peine con altura regulable.
- Dotado de componentes de seguridad para evitar riesgos durante el ciclo: Marco protector en el bastidor, cierre de seguridad en el agarre del contenedor y barra antivuelco para mantener el contenedor en su posición de volteo.
- Dotado de elementos de fijación para evitar la movilidad de la máquina durante el ciclo: dos de las ruedas con freno y seguros de fijación en el bastidor.
- Dotado de un sistema hidráulico que permite la elevación de la carga. Compuesto por un cilindro hidráulico de doble efecto y una minicentral hidráulica.
- La minicentral hidráulica contará también de un sistema eléctrico compuesto por el cuadro de mando y los diferentes conductores.

- Dimensiones del volteador: 1.680 mm de alto, 1.493 mm de largo y 1.604 mm de ancho.
- Peso del volteador: 478 Kg
- Carga máxima a elevar: 2.678 Kg
- Ciclo de subir y bajar: 40 segundos

3.3- CONDICIONES DE USO, MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD

3.3.1. ESPECIFICACIONES DEL FABRICANTE

El fabricante de la máquina declara que la prevención de accidentes depende del seguimiento de las exigencias reflejadas en la normativa aplicable, así como de la buena práctica del usuario.

- Propietarios, encargados y operarios son responsables del seguimiento de las regulaciones y normas de seguridad.
- El manual de uso estará siempre en un lugar accesible, así como la información o documentación relativa al funcionamiento del volteador.
- Únicamente el personal cualificado está autorizado para manejar, mantener o reparar la máquina. Después de haber leído y entendido el manual de uso deberá recibir la formación/enseñanza pertinente por parte de un instructor.
- Obligatoriedad de llevar EPIS (equipos de protección individual), tales como botas de seguridad, gafas de protección, guantes, orejeras y chaleco reflectante.
- Las máquinas están dotadas de una instalación de alto voltaje con partes peligrosas. Por esa razón, el abrir o desmontar tapas y protecciones, puede causar peligro de muerte y daños serios para la máquina.
- La máquina puede ser utilizada solamente para la aplicación correspondiente. No está permitido efectuar ninguna modificación o cambio sin la autorización explícita por escrito del fabricante.
- No está permitido de efectuar ninguna modificación de las presiones en el sistema hidráulico, sin la autorización explícita por escrito del fabricante.
- El volteador vendrá provisto de señalética relativa a las instrucciones de seguridad.

3.3.2. ADVERTENCIAS DE SEGURIDAD Y PELIGRO

- Está prohibido meterse debajo de la máquina, trepar encima o montar una escalera mientras está en funcionamiento.
- El operario de la maquina tiene la obligación de revisar si la tolva/abocador contiene desechos prohibidos antes de conectar la máquina.
- Nunca se podrá modificar o cambiar los dispositivos de seguridad.
- Comprobar el botón de parada de emergencia antes de poner en marcha la máquina.

- En caso de que el personal operador de la maquina o la maquina estén en peligro, es necesario desconectar la maquina pulsando la tecla de emergencia (situada en el panel de mando).
- Asegurase que no se encuentra a nadie dentro de un radio de 2m de los brazos elevadores.
- Si el volteador se carga desde un muelle, hay que mantener las distancias y barandillas de seguridad según la normativa EN 294 y la normativa local vigente.
- Si el volteador está colocado en un sitio público se debe aplicar las medidas correspondientes de seguridad.
- No se puede colocar el volteador en lugar con peligro de explosiones.
- El volteador se desconecta y se asegura el interruptor principal cuando se haya terminado el trabajo, evitando la manipulación por personas no autorizadas.
- Todas las señales de seguridad deben estar siempre bien legibles y a la vista.

PELIGRO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

- Líquido con alta presión puede causar daños serios personales y materiales,
- Comprobar el sistema frecuentemente. Se deben sustituir los latiguillos con roces marcados y eliminar cualquier perdida de aceite hidráulico.
- Los operarios de mantenimiento e inspección deben ser avisados de los peligros del sistema hidráulico. Deberán conocer los sistemas y haber recibido la formación correspondiente.
- Antes de cualquier trabajo de mantenimiento siempre se deberá quitar la presión del sistema.

PELIGRO DE LOS COMPONENTES ELECTRICOS

- Voltaje de alta tensión puede causar daños personales serios.

- Compruebe el sistema frecuentemente. Se deberá eliminar y reparar cualquier cable roto, botón o conexión suelta con la máxima celeridad.
- El cuadro de mandos debe estar cerrado siempre. Solamente los operarios autorizados pueden acceder al cuadro.
- Desconectar el enchufe siempre con la máquina parada.
- Respetar las normas vigentes.
- Todos los trabajos en componentes eléctricos deben ser efectuados por operarios cualificados y autorizados según normativa vigente.

3.3.3. MANTENIMIENTO

El mantenimiento del equipo lleva poco tiempo en comparación con el número de horas de funcionamiento que es capaz de asegurar.

Se recomienda establecer un programa de mantenimiento de forma que, se anoten las medidas preventivas ya tomadas, y en el transcurso de la vigilancia, las anomalías, con el fin de decidir sobre nuevos trabajos de mantenimiento.

Para realizar un mantenimiento óptimo de su sistema deberá seguir las siguientes recomendaciones:

- Antes de comenzar el trabajo, deberá asegurarse de que el circuito de alimentación del motor eléctrico esté cortado.
- Se deberá comprobar que no existe presión en el circuito.
- Mantenga la máquina y las señales de advertencia limpias.

INSTRUCCIONES PARA EL MANTENIMIENTO DEL EQUIPO HIDRÁULICO

- El montaje, desmontaje y mantenimiento del equipo hidráulico únicamente podrá ser realizado por personal completamente instruido para dicha actividad.
- Todas las actividades relacionadas con mantenimiento y el montaje de los elementos hidráulicos tienen que realizarse en ambiente limpio, libre de polvo y bajo el cumplimiento de las normas y procripciones generales vigentes para la manipulación con aceites minerales.
- Hay que limpiar los elementos usados antes del montaje. Los tubos y mangueras recomendamos soplar por aire combustible. No se recomienda usar agentes de limpieza que pierdan fibras.

CAMBIO DEL ACEITE HIDRÁULICO

La elección de un buen aceite es fundamental, ya que aparte de transmitir fuerza a través del circuito, el aceite lubricará y protegerá todo el material contra el desgaste, sobre todo las piezas en movimiento del sistema hidráulico.

- Recomendamos realizar el cambio con ayuda de una estación de filtración. El relleno con cubos o directamente de barriles no es conveniente.
- El cambio se realizará siempre y cuando se encuentre deterioro de las propiedades y turbieza del aceite.
- Al cambiar el aceite, es necesario cambiar también el cartucho filtrante del filtro. Reponer aceite sólo con aceite del mismo tipo.
- Es necesario tener una buena refrigeración, calidad del aceite y la purificación del aceite.
- La capacidad purificadora del filtro de succión es 25 μm . No se permite mezclar los aceites.
- El cambio del filtro se realiza en cada cambio de aceite hidráulico.
- Debido a que se trata de elementos que funcionan con alta presión (hasta de 160 Bar) durante el mantenimiento, el motor eléctrico no puede estar en funcionamiento.
- El aceite hidráulico utilizado se vacía a temperatura de servicio aproximadamente.
- El cambio se realiza como mínimo una vez cada 2 años.

FRECUENCIA DE INSPECCIONES PERIÓDICAS DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO

Una vez por semana realizar:

- Verificar el nivel de aceite del depósito

Como mínimos una vez al mes realizar:

- El control visual del aflojamiento o daños mecánicos de las uniones desarticulables
- El control de estanqueidad del sistema hidráulico, es decir, de la bomba hidráulica, los componentes de unión y el cilindro hidráulico.
- Verificar el aspecto del aceite: la presencia de espuma en la superficie indica que se ha producido una entrada de aire, ya sea en la bomba (juntas de paso del eje,

juntas del fondo), o bien en la línea de aspiración o en los racordajes. Un aspecto turbio indica la presencia de agua.

- La presencia de espuma acompaña generalmente un funcionamiento ruidoso de la bombas e irregularidades de los receptores.
- Si es necesario, añadir aceite para establecer el nivel a un valor correcto.
- Verificar la colmatación de los filtros no sumergidos, observando la posición de los indicadores de colmatación.
- Para los filtros montados en línea, anotar las indicaciones de los manómetros a la entrada y a la salida de los filtros.
- Observar la temperatura del aceite. Una variación importante puede tener su origen en la obstrucción del haz de tubos del refrigerador o del filtro de agua montado en la línea de alimentación del refrigerador; o bien, incluso en un defecto de alimentación de la red, o en un defecto de funcionamiento de la válvula termostática.
- Ajustar las presiones de funcionamiento y corregir los valores que se hayan podido desajustar.

Como mínimo una vez cada 6 meses realizar:

- El control de las soldaduras de soporte desde el punto de vista de corrosión u otra alteración visible.
- El control tanto de los anclajes del agarre del contenedor, como los del peine.
- Revisión de los componentes eléctricos. Control de todas las conexiones eléctricas y revisión de la no penetración de agua en el cuadro de mando (posiblemente al limpiarlo).
- Si el defecto descubierto pone de algún modo en peligro la seguridad (no solo la seguridad del personal operador), la máquina tiene que estar fuera de servicio hasta que el defecto sea eliminado.

Como mínimo 1 vez al año realizar:

- Depósitos: Se vaciará y se limpiarán las paredes y se comprobará que la pared superior no presente señales de oxidación. Se recomienda cepillar toda señal de oxidación y volver a pintarlos si fuera necesario.
- Cilindros: Se efectuará una inspección visual para comprobar que no se presenten fugas y se observará que su funcionamiento sea el correcto.

LUBRICACIÓN

- Ayuda a disminuir el trabajo manual al manipular la maquina y prolonga el periodo de vida útil de la máquina.
- Los puntos de engrase en la maquina están señalados por engrasadores. Para la lubricación debe utilizarse la grasa NH2.

3.3.4. ACCIONAMIENTO DEL VOLTEADOR

- 1- Coloca el contenedor en el agarre de forma que los pivotes toquen con la parte inclinada.
- 2- Activa el volteador para el movimiento de subida. Los pivotes del volteador bajaran hasta la parte más baja de la ranura.
- 3- A medida que el contenedor vaya volteando, los pivotes se desplazaran por la corredera por acción de la gravedad.
- 4- El volteador parará en su posición superior después de haber hecho su ciclo completo. Los residuos del contenedor se deslizarán por el abocador y caerán en el depósito correspondiente.
- 5- Después de haber vaciado el contenedor, se volverán a bajar los brazos con la palanca o los botones eléctricos. Las pestañas de seguridad acompañaran el movimiento para garantizar la correcta posición del contenedor.
- 6- Una vez el volteador ha vuelto a su posición inicial, se deberá retirar el contenedor para dejar la máquina preparada para el siguiente ciclo.

NOTA: Si el operario se da cuenta que las pestañas no realizan su función correctamente, hay que parar la operación para evitar una posible caída del contenedor.

NOTA: La máquina debe ser manipulada por un solo operario.



Figura 194. Área de seguridad para la manipulación del volteador

3.3.5. INSTRUCCIONES DE SEGURIDAD

El volteador vendrá equipado con instrucciones de peligro en forma de señalética con el fin de alertar a los operarios que manipularan la máquina y prevenir posibles riesgos durante la ejecución del ciclo.

Estas señales de advertencia o peligro deberán situarse en posiciones visibles para el operario y mantenerse limpias.

A continuación, se muestran las señaléticas presentes en el volteador.

	<p>Peligro para la salud y muerte. Ignorar esta señal puede tener consecuencias muy graves para el operario y/o el auto volteador.</p>
	<p>Posible situación de peligro Ignorar esta señal puede causar lesiones o daños.</p> <p>No acercarse dentro del giro de la puerta trasera durante la maniobra de descarga.</p> <p>No meterse dentro del volteador mientras funciona.</p>
	<p>Peligro. Alta voltaje de corriente</p>
	<p>Nota importante Nota refiriendo al correcto funcionamiento de la maquina evitando daños materiales y/o personales.</p>

Figura 195. Señalética de advertencia o peligro

3.3.6. CONDICIONES DE ENTREGA Y GARANTÍA

El fabricante se compromete a entregar el volteador al cliente en las siguientes condiciones:

- La máquina completa.
- Sistema hidráulico lleno de aceite.
- Todos los puntos de lubricación lubricados por grasa.
- Partes no protegidas por pintura, conservadas.

Con la máquina se hará entrega de la siguiente documentación:

- El certificado de garantía.
- Especificaciones técnicas del volteador.
- Instrucciones de manipulación y mantenimiento.
- Esquema de instalación eléctrica e hidráulica.
- Marcado CE

Se establece un plazo de entrega máximo de 1,5 meses contados a partir de la fecha de formalización del contrato.

Si en el momento de la recepción los bienes no se encuentran en estado de ser recibidos, se deberá notificar al fabricante para que subsane los defectos observados, o proceda a un nuevo suministro sin perjuicio de la imposición de las penalidades que corresponda.

El período de garantía total será al menos de 2 años, contados a partir de la recepción.

3.3.7. ASISTENCIA TÉCNICA

El proveedor ofrece la asistencia técnica del volteador según petición del cliente o usuario del equipo.

La asistencia técnica ofrece instrucciones para usuarios, eliminar los defectos importantes, ofrecimiento de consejos y recomendaciones para el servicio del equipo, así como recomendaciones o suministro de las piezas de repuesto para el mantenimiento.

El fabricante informa al cliente sobre el suministro nuevo y accesorio del equipo entregado.

4. PRESUPUESTO



4.1- INTRODUCCIÓN

En el presente documento, se recogen los datos relativos a la compra de los materiales y el coste de mano de obra, por parte de la empresa encargada de llevar a cabo la fabricación de la máquina desarrollada en el TFG que se expone. Los precios de cada una de las unidades de obra se han obtenido de tarifas vigentes de diferentes empresas.

4.2- MEDICIONES

Medición	Descripción	Material	Plano/Ficha técnica
Capítulo 1 - Bastidor			
10,81 m	Metro lineal de tubo estructural cuadrado 100X100X5 mm	Acero ST37	Ficha técnica 1
9,91 m	Metro lineal de ángulo estructural 50X50X5 mm	Acero ST37	Ficha técnica 2
1,5 m ²	Metro cuadrado de malla soldada 1440X1038 varillas 5 mm	Acero ST37	Ficha técnica 3
0,04 m ²	Metro cuadrado de chapa industrial espesor 4 mm	Acero ST37	Ficha técnica 4
2 uds	Rueda GAYNER MPG4 200 NPL4-FD rotante girt d.200 Poliuretano con freno	Nylon	Ficha técnica 5
2 uds	Rueda GAYNER MPF4 200 NPL4 rotante fijo d.200 Poliuretano	Nylon	Ficha técnica 6
Capítulo 2 - Acople rodamientos			
2 uds	Rodamiento soporte brida UCF 210 NTN	Fundición	Ficha técnica 5
0,47 m	Metro lineal de redondo calibrado diámetro 50 mm	Acero ST37	Ficha técnica 7
2 uds	Pieza fabricada con corte laser - Tapa cobertura rodamiento	Acero ST37	Plano 1.1.7
2 uds	Pieza fabricada con corte laser - Tapa exterior rodamiento	Acero ST37	Plano 1.1.6
2 uds	Pieza fabricada con corte laser - Tapa interior rodamiento	Acero ST37	Plano 1.1.5
2 uds	Pieza fabricada con corte laser - Pletina fijación axial eje	Acero ST37	Plano 1.7
2 uds	Pieza fabricada con corte laser - Arandela bulón rodamiento tope	Acero ST37	-

2 uds	Pieza fabricada con corte laser - Arandela bulón rodamiento cobertura	Acero ST37	-
8 uds	Tornillo hexagonal M16X45 DIN 931	Acero inox.	Ficha técnica 9
8 uds	Arandela plana M16 DIN 125	Acero inox.	Ficha técnica 10
8 uds	Tuerca hexagonal M16 DIN 934	Acero inox.	Ficha técnica 11
4 uds	Tornillo hexagonal M12X40 DIN 931	Acero inox.	Ficha técnica 9
4 uds	Arandela plana M12 DIN 125	Acero inox.	Ficha técnica 10
4 uds	Tuerca hexagonal M12 DIN 934	Acero inox.	Ficha técnica 11
Capítulo 3 - Parte móvil			
1,32 m	Metro lineal de tubo estructural cuadrado 100X100X5 mm	Acero ST37	Ficha técnica 1
1,23 m	Metro lineal de redondo comercial diámetro 30 mm	Acero ST37	Ficha técnica 12
1,53 m ²	Metro cuadrado de chapa industrial espesor 4 mm	Acero ST37	Ficha técnica 4
2 uds	Pieza fabricada con corte plasma - Brazo de giro	Acero ST37	Plano 1.2.3
2 uds	Pieza fabricada con corte plasma - Agarre del contenedor	Acero ST37	Plano 1.2.2
2 uds	Pieza fabricada con corte plasma - Pestaña de cierre	Acero ST37	Plano 1.2.1
2 uds	Pieza fabricada con corte plasma - Arandela barra antivuelco	Acero ST37	-
2 uds	Tornillo hexagonal M12X45 DIN 931	Acero inox.	Ficha técnica 9
2 uds	Tornillo hexagonal M12X50 DIN 931	Acero inox.	Ficha técnica 9
2 uds	Arandela plana M12 DIN 125	Acero inox.	Ficha técnica 10
2 uds	Tuerca hexagonal M12 DIN 934	Acero inox.	Ficha técnica 11
8 uds	Tornillo hexagonal M14X55 DIN 931	Acero inox.	Ficha técnica 9
16 uds	Arandela plana M14 DIN 125	Acero inox.	Ficha técnica 10
8 uds	Tuerca hexagonal M14 DIN 934	Acero inox.	Ficha técnica 11
8 uds	Tornillo hexagonal M12X35 DIN 931	Acero inox.	Ficha técnica 9
8 uds	Arandela plana M12 DIN 125	Acero inox.	Ficha técnica 10
8 uds	Tuerca hexagonal M12 DIN 934	Acero inox.	Ficha técnica 11
Capítulo 4 - Sistema de peine			
0,13 m	Metro lineal de tubo calibrado Diámetro ext 35 mm - Diámetro int 25 mm	Acero ST37	Ficha técnica 13
0,48 m	Metro lineal de redondo comercial diámetro 25 mm	Acero ST37	Ficha técnica 12
1,29 m	Metro lineal de redondo calibrado diámetro 24 mm	Acero ST37	Ficha técnica 8
0,45 m	Metro lineal de tubo estructural rectangular 100X60X3 mm	Acero ST37	Ficha técnica 14
0,64 m	Metro lineal de pletina laminada espesor 15 mm	Acero ST37	Ficha técnica 15

0,17 m ²	Metro cuadrado de chapa industrial espesor 4 mm	Acero ST37	Ficha técnica 4
1 uds	Pieza fabricada con corte plasma - Cartela peine agarre contenedor	Acero ST37	Plano 1.3.1
2 uds	Pieza fabricada con corte plasma - Pletina anclaje sistema de peine	Acero ST37	Plano 1.3.2
2 uds	Pieza fabricada con corte plasma - Cartela peine en ángulo	Acero ST37	Plano 1.3.3
4 uds	Tornillo hexagonal M12X45 DIN 931	Acero inox.	Ficha técnica 9
4 uds	Arandela plana M12 DIN 125	Acero inox.	Ficha técnica 10
4 uds	Tuerca hexagonal M12 DIN 934	Acero inox.	Ficha técnica 11
Capítulo 5 - Anclaje - Soporte sistema hidráulico			
0,25 m	Metro lineal de redondo calibrado diámetro 30 mm	Acero ST37	Ficha técnica 8
2 uds	Pieza fabricada con corte laser - Arandela tope bulón anclaje	Acero ST37	-
2 uds	Arandela de retención diámetro interior 30 mm DIN 471	Acero inox.	Ficha técnica 16
2 uds	Pieza fabricada con corte plasma - Cartela anclaje superior	Acero ST37	Plano 1.2.5
2 uds	Pieza fabricada con corte plasma - Cartela anclaje inferior	Acero ST37	Plano 1.1.8
0,26 m ²	Metro cuadrado de chapa industrial espesor 4 mm	Acero ST37	Ficha técnica 4
Capítulo 6 - Sistema hidráulico			
1 ud	Minicentral hidráulica CHC-DE-B-2.7-5LT/H-T6-1-H24DCOVC-F2-250b CICROSA	-	-
1 ud	Cilindro hidráulico D.E. 30-50-600 estándar CICROSA	-	Ficha técnica 17
Capítulo 7 - Acabados superficiales y pintura			
6 l	Litro de imprimación sintética TKROM	-	Ficha técnica 18
4 l	Litro de pintura esmalte secado rápido anticorrosivo RAL 904 TKROM	-	Ficha técnica 19

4.3- PRECIOS UNITARIOS

Descripción	Precio unitario
Capítulo 1 - Bastidor	
Metro lineal de tubo estructural cuadrado 100X100X5 mm	2,75 €
Metro lineal de ángulo estructural 50X50X5 mm	3,60 €

Metro cuadrado de malla soldada 1440X1038 varillas 5 mm	25,80 €
Metro cuadrado de chapa industrial espesor 4 mm	32,52 €
Rueda GAYNER MPG4 200 NPL4-FD rotante girt d.200 Poliuretano con freno	49,08 €
Rueda GAYNER MPF4 200 NPL4 rotante fijo d.200 Poliuretano	41,18 €
Capítulo 2 - Acople rodamientos	
Rodamiento soporte brida UCF 210 NTN	19,17 €
Metro lineal de redondo calibrado diámetro 50 mm	26,03 €
Pieza fabricada con corte laser - Tapa cobertura rodamiento	54,70 €
Pieza fabricada con corte laser - Tapa exterior rodamiento	46,30 €
Pieza fabricada con corte laser - Tapa interior rodamiento	45,70 €
Pieza fabricada con corte laser - Pletina fijación axial eje	14,30 €
Pieza fabricada con corte laser - Arandela bulón rodamiento tope	8,50 €
Pieza fabricada con corte laser - Arandela bulón rodamiento cobertura	12,60 €
Tornillo hexagonal M12X40 DIN 931	0,79 €
Arandela plana M12 DIN 125	0,15 €
Tuerca hexagonal M12 DIN 934	0,25 €
Tornillo hexagonal M16X45 DIN 931	1,76 €
Arandela plana M16 DIN 125	0,17 €
Tuerca hexagonal M16 DIN 934	0,48 €
Capítulo 3 - Parte móvil	
Metro lineal de tubo estructural cuadrado 100X100X5 mm	2,75 €
Metro lineal de redondo comercial diámetro 30 mm	8,78 €
Metro cuadrado de chapa industrial espesor 4 mm	32,52 €
Pieza fabricada con corte plasma - Brazo de giro	27,60 €
Pieza fabricada con corte plasma - Agarre del contenedor	14,60 €
Pieza fabricada con corte plasma - Pestaña de cierre	2,50 €
Pieza fabricada con corte plasma - Arandela barra antivuelco	2,50 €
Tornillo hexagonal M12X45 DIN 931	0,87 €
Tornillo hexagonal M12X50 DIN 931	0,94 €
Arandela plana M12 DIN 125	0,15 €
Tuerca hexagonal M12 DIN 934	0,25 €
Tornillo hexagonal M14X55 DIN 931	2,06 €
Arandela plana M14 DIN 125	0,15 €
Tuerca hexagonal M14 DIN 934	0,39 €
Tornillo hexagonal M12X35 DIN 931	0,74 €
Arandela plana M12 DIN 125	0,15 €
Tuerca hexagonal M12 DIN 934	0,25 €
Capítulo 4 - Sistema de peine	
Metro lineal de tubo calibrado Diámetro ext 35 mm - Diámetro int 25 mm	23,00 €
Metro lineal de redondo comercial diámetro 25 mm	7,29 €
Metro lineal de redondo calibrado diámetro 24 mm	6,59 €

Metro lineal de tubo estructural rectangular 100X60X3 mm	1,40 €
Metro lineal de pletina laminada espesor 15 mm	12,50 €
Metro cuadrado de chapa industrial espesor 4 mm	32,52 €
Pieza fabricada con corte plasma - Cartela peine agarre contenedor	23,30 €
Pieza fabricada con corte plasma - Pletina anclaje sistema de peine	3,60 €
Pieza fabricada con corte plasma - Cartela peine en ángulo	2,50 €
Tornillo hexagonal M12X45 DIN 931	0,87 €
Arandela plana M12 DIN 125	0,15 €
Tuerca hexagonal M12 DIN 934	0,25 €
Capítulo 5 - Anclaje cilindro hidráulico	
Metro lineal de redondo calibrado diámetro 30 mm	10,53 €
Pieza fabricada con corte laser - Arandela tope bulón anclaje	9,40 €
Arandela de retención diámetro interior 30 mm DIN 471	1,25 €
Pieza fabricada con corte plasma - Cartela anclaje superior	3,90 €
Pieza fabricada con corte plasma - Cartela anclaje inferior	2,50 €
Metro cuadrado de chapa industrial espesor 4 mm	32,52 €
Capítulo 6 - Sistema hidráulico	
Minicentral hidráulica CHC-DE-B-2.7-5LT/H-T6-1-H24DCOVC-F2-250b CICROSA	600,00 €
Cilindro hidráulico D.E. 30-50-600 estándar CICROSA	80,00 €
Capítulo 7 - Acabados superficiales y pintura	
Litro de imprimación sintética TKROM	1,49
Litro de pintura esmalte secado rápido anticorrosivo RAL 904 TKROM	1,05

4.4- RESUMEN POR CAPÍTULOS

Cantidad	Descripción	Precio unitario	Importe
Capítulo 1 - Bastidor			
10,81 m	Metro lineal de tubo estructural cuadrado 100X100X5 mm	2,75 €	29,73 €
9,91 m	Metro lineal de ángulo estructural 50X50X5 mm	3,60 €	35,68 €
1,5 m ²	Metro cuadrado de malla soldada 1440X1038 varillas 5 mm	25,80 €	38,70 €
0,04 m ²	Metro cuadrado de chapa industrial espesor 4 mm	32,52 €	1,30 €
2 uds	Rueda GAYNER MPG4 200 NPL4-FD rotante girt d.200 Poliuretano con freno	49,08 €	98,16 €
2 uds	Rueda GAYNER MPF4 200 NPL4 rotante fijo d.200 Poliuretano	41,18 €	82,36 €

SUBTOTAL

285,92 €

Capítulo 2 - Acople rodamientos			
2 uds	Rodamiento soporte brida UCF 210 NTN	19,17 €	38,34 €
0,47 m	Metro lineal de redondo calibrado diámetro 50 mm	26,03 €	12,23 €
2 uds	Pieza fabricada con corte laser - Tapa cobertura rodamiento	54,70 €	109,40 €
2 uds	Pieza fabricada con corte laser - Tapa exterior rodamiento	46,30 €	92,60 €
2 uds	Pieza fabricada con corte laser - Tapa interior rodamiento	45,70 €	91,40 €
2 uds	Pieza fabricada con corte laser - Pletina fijación axial eje	14,30 €	28,60 €
2 uds	Pieza fabricada con corte laser - Arandela bulón rodamiento tope	8,50 €	17,00 €
2 uds	Pieza fabricada con corte laser - Arandela bulón rodamiento cobertura	12,60 €	25,20 €
4 uds	Tornillo hexagonal M12X40 DIN 931	0,79 €	3,16 €
4 uds	Arandela plana M12 DIN 125	0,15 €	0,60 €
4 uds	Tuerca hexagonal M12 DIN 934	0,25 €	1,00 €
8 uds	Tornillo hexagonal M16X45 DIN 931	1,76 €	14,08 €
8 uds	Arandela plana M16 DIN 125	0,17 €	1,36 €
8 uds	Tuerca hexagonal M16 DIN 934	0,48 €	3,84 €

SUBTOTAL

438,81 €

Capítulo 3 - Parte móvil			
1,32 m	Metro lineal de tubo estructural cuadrado 100X100X5 mm	2,75 €	3,63 €
1,23 m	Metro lineal de redondo comercial diámetro 30 mm	8,78 €	10,80 €
1,53 m ²	Metro cuadrado de chapa industrial espesor 4 mm	32,52 €	49,76 €
2 uds	Pieza fabricada con corte plasma - Brazo de giro	27,60 €	55,20 €
2 uds	Pieza fabricada con corte plasma - Agarre del contenedor	14,60 €	29,20 €
2 uds	Pieza fabricada con corte plasma - Pestaña de cierre	2,50 €	5,00 €
2 uds	Pieza fabricada con corte plasma - Arandela barra antivuelco	2,50 €	5,00 €
2 uds	Tornillo hexagonal M12X45 DIN 931	0,87 €	1,74 €

2 uds	Tornillo hexagonal M12X50 DIN 931	0,94 €	1,88 €
2 uds	Arandela plana M12 DIN 125	0,15 €	0,30 €
2 uds	Tuerca hexagonal M12 DIN 934	0,25 €	0,50 €
8 uds	Tornillo hexagonal M14X55 DIN 931	2,06 €	16,48 €
16 uds	Arandela plana M14 DIN 125	0,15 €	2,40 €
8 uds	Tuerca hexagonal M14 DIN 934	0,39 €	3,12 €
8 uds	Tornillo hexagonal M12X35 DIN 931	0,74 €	5,92 €
8 uds	Arandela plana M12 DIN 125	0,15 €	1,20 €
8 uds	Tuerca hexagonal M12 DIN 934	0,25 €	2,00 €

SUBTOTAL

194,13 €

Capítulo 4 - Sistema de peine			
0,13 m	Metro lineal de tubo calibrado Diámetro ext 35 mm - Diámetro int 25 mm	23,00 €	2,99 €
0,48 m	Metro lineal de redondo comercial diámetro 25 mm	7,29 €	3,50 €
1,29 m	Metro lineal de redondo calibrado diámetro 24 mm	6,59 €	8,50 €
0,45 m	Metro lineal de tubo estructural rectangular 100X60X3 mm	1,40 €	0,63 €
0,64 m	Metro lineal de pletina laminada espesor 15 mm	12,50 €	8,00 €
0,17 m ²	Metro cuadrado de chapa industrial espesor 4 mm	32,52 €	5,53 €
1 uds	Pieza fabricada con corte plasma - Cartela peine agarre contenedor	23,30 €	23,30 €
2 uds	Pieza fabricada con corte plasma - Pletina anclaje sistema de peine	3,60 €	7,20 €
2 uds	Pieza fabricada con corte plasma - Cartela peine en ángulo	2,50 €	5,00 €
4 uds	Tornillo hexagonal M12X45 DIN 931	0,87 €	3,48 €
4 uds	Arandela plana M12 DIN 125	0,15 €	0,60 €
4 uds	Tuerca hexagonal M12 DIN 934	0,25 €	1,00 €

SUBTOTAL

69,73 €

Capítulo 5 - Anclaje cilindro hidráulico			
0,25 m	Metro lineal de redondo calibrado diámetro 30 mm	10,53 €	2,63 €
2 uds	Pieza fabricada con corte laser - Arandela tope bulón anclaje	9,40 €	18,80 €
2 uds	Arandela de retención diámetro interior 30 mm DIN 471	1,25 €	2,50 €

2 uds	Pieza fabricada con corte plasma - Cartela anclaje superior	3,90 €	7,80 €
2 uds	Pieza fabricada con corte plasma - Cartela anclaje inferior	2,50 €	5,00 €
0,26 m ²	Metro cuadrado de chapa industrial espesor 4 mm	32,52 €	8,46 €

SUBTOTAL 45,19 €

Capítulo 6 - Sistema hidráulico			
1 ud	Minicentral hidráulica CHC-DE-B-2.7-5LT/H-T6-1-H24DCOVC-F2-250b CICROSA	600,00 €	600,00 €
1 ud	Cilindro hidráulico D.E. 30-50-600 estándar CICROSA	80,00 €	80,00 €

SUBTOTAL 680,00 €

Capítulo 7 - Acabados superficiales y pintura			
6 l	Litro de imprimación sintética TKROM	1,49	8,94 €
4 l	Litro de pintura esmalte secado rápido anticorrosivo RAL 904 TKROM	1,05	4,20 €

SUBTOTAL 13,14 €

4.5- COSTE MANO DE OBRA

Cantidad	Descripción	Profesional	Precio unitario	Importe
1	Horas de transporte de materiales a áreas de trabajo	Oficial 2 ^a - Carretillero	25,00 €	25,00 €
1	Horas de operaciones de corte en planta (operación manual)	Oficial 2 ^a - Operario planta	30,00 €	30,00 €
1	Horas de operaciones de plegado en planta (operación manual)	Oficial 2 ^a - Operario planta	30,00 €	30,00 €
1	Horas de operaciones de torneado/taladrado en planta (operación manual)	Oficial 2 ^a - Operario planta	25,00 €	25,00 €

6	Horas de operaciones de soldadura (ensamblado)	Oficial 2ª - Soldador - montador	50,00 €	300,00 €
2	Horas de trabajos de unión por medio de tornillería (ensamblado)	Oficial 2º - Montador	25,00 €	50,00 €
1	Horas de tratamientos de superficie	Técnico pintura	150,00 €	150,00 €
1	Horas de pintado	Técnico pintura	150,00 €	150,00 €
2	Horas de montaje del sistema hidráulico y puesta en marcha	Técnico mantenimient o instalaciones hidráulicas externo	300,00 €	600,00 €

TOTAL	1.360,00 €
--------------	-------------------

4.6- TOTAL PRESUPUESTO

CAPITULO	IMPORTE
Capítulo 1 - Bastidor	285,92 €
Capítulo 2 - Acople rodamientos	438,81 €
Capítulo 3 - Parte móvil	194,13 €
Capítulo 4 - Sistema de peine	69,73 €
Capítulo 5 - Anclaje cilindro hidráulico	45,19 €
Capítulo 6 - Sistema hidráulico	680,00 €
Capítulo 7 - Acabados superficiales y pintura	13,14 €

TOTAL CAPITULOS	1.726,92 €
------------------------	-------------------

TOTAL MANO DE OBRA	1.360,00 €
---------------------------	-------------------

TOTAL EJECUCIÓN MATERIAL	3.086,92 €
---------------------------------	-------------------

GASTOS GENERALES (14%)	432,17 €
-------------------------------	-----------------

BENEFICIO INDUSTRIAL (5%)	154,35 €
----------------------------------	-----------------

IVA (21%)	648,25 €
------------------	-----------------

TOTAL	4.321,69 €
--------------	-------------------

5. ANEXOS



5.1- ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Proceso de diseño y desarrollo de producto	4
Figura 2. Conjunto del volteador	11
Figura 3. Subconjunto Bastidor	12
Figura 4. Perfiles estructurales cuadrados inferiores laterales	13
Figura 5. Perfiles estructurales cuadrados verticales	14
Figura 6. Perfiles estructurales cuadrados horizontales inferiores	14
Figura 7. Perfiles estructurales cuadrados transversales	15
Figura 8. Perfiles estructurales cuadrados refuerzo anterior	15
Figura 9. Perfiles estructurales cuadrados refuerzo posterior	16
Figura 10. Tapas hueco bastidor	16
Figura 11. Rueda rotante fijo	17
Figura 12. Rueda rotante giratorio con freno	17
Figura 13. Subconjunto marco protector	18
Figura 14. Perfil estructural ángulo estructural superior	18
Figura 15. Perfil estructura ángulo anterior	19
Figura 16. Perfil estructural ángulo inferior	19
Figura 17. Perfil estructural ángulo oblicuo	20
Figura 18. Perfil estructural ángulo posterior	20
Figura 19. Malla estructural	21
Figura 20. Zonas de acople rodamientos - ejes de giro	21
Figura 21. Diferentes perspectivas de la zona de acople del rodamiento con el eje de giro	22
Figura 22. Rodamiento UCF 210	23
Figura 23. Tapa interior rodamiento - eje	23
Figura 24. Tapa exterior rodamiento -eje	24
Figura 25. Tapa cobertura rodamiento - eje	25
Figura 26. Eje de giro introducido en los agujeros de las tabas exterior e interior.	26
Figura 27. Arandela tope eje de giro	26
Figura 28. Localización de la arandela de cobertura del eje	27
Figura 29. Sección de la zona de acople del eje de giro	27
Figura 30. Pletina para fijación axial del eje de giro	28
Figura 31. Elementos fijadores del rodamiento al brazo de giro	28
Figura 32. Elementos fijadores de la pletina de fijación axial	29
Figura 33. Subconjunto parte móvil	29
Figura 34. Abocador identificado en el subconjunto parte móvil	30
Figura 35. Placa abocador	30
Figura 36. Brazos de giro identificados en el subconjunto de la parte móvil.	31
Figura 37. Placa brazo de giro.	31
Figura 38. Agarres identificados en el subconjunto de la parte móvil	32
Figura 39. Placa agarre del contenedor	32
Figura 40. Pestaña de seguridad	33
Figura 41. Travesaño identificado en el subconjunto parte móvil	33
Figura 42. Barra antivuelco identificada en el subconjunto parte móvil	34
Figura 43. Arandela antivuelco	34
Figura 44. Elemento fijador de la barra antivuelco	35
Figura 45. Elementos fijadores de la pestaña de seguridad	35

Figura 46. Elementos fijadores del agarre del contenedor	36
Figura 47. Elementos fijadores del sistema de peine	37
Figura 48. Conjunto sistema de peine anclajes y sistema de contrapesa	37
Figura 49. Subconjunto sistema de peine - anclajes	38
Figura 50. Cartela peine	38
Figura 51. Nervajes del borde de un contenedor de 360 litros normalizado	39
Figura 52. Disposición oblicua de la cartela en el subconjunto	39
Figura 53. Pletina anclaje del sistema de peine	39
Figura 54. Pletina oblicua	40
Figura 55. Casquillos anclaje	40
Figura 56. Bulones garra soldados a la cartela peine	41
Figura 57. elementos fijadores de la cartela peine	41
Figura 58. Subconjunto sistema de contrapesa	42
Figura 59. chapa de presión	42
Figura 60. Eje cierre del sistema de contrapesa	43
Figura 61. Pletinas del sistema de contrapesa	43
Figura 62. Perfil estructural contrapesa	44
Figura 63. Tapa hueco contrapesa	44
Figura 64. Anclajes superior e inferior del volteador	45
Figura 65. Detalle de los anclajes superior e inferior respectivamente	45
Figura 66. Bandeja del grupo hidráulico	46
Figura 67. Soporte y cobertor para el cuadro de mando	46
Figura 68. Cartela anclaje superior del cilindro hidráulico	47
Figura 69. Cartela anclaje inferior del cilindro hidráulico	48
Figura 70. Bulón para los anclajes del cilindro hidráulico	48
Figura 71. Arandela soldada para el anclaje del cilindro hidráulico	49
Figura 72. Bandeja para el grupo hidráulico	49
Figura 73. Soporte cuadro de mando	50
Figura 74. cobertor cuadro de mando	50
Figura 75. Arandela de retención para fijación de bulones en los anclajes del cilindro hidráulico	51
Figura 76. Dimensiones características del contenedor de 800 litros	52
Figura 77. Dimensiones características del contenedor de 1.100 litros	52
Figura 78. Posición 1 del agarre del contenedor	53
Figura 79. Posición 2 del agarre del contenedor	53
Figura 80. Dimensiones características del contenedor de 120 litros	54
Figura 81. Dimensiones características del contenedor de 240 litros	54
Figura 82. Dimensiones características del contenedor de 360 litros	55
Figura 83. Disposición del peine con respecto a los nervajes del contenedor de 360 litros	55
Figura 84. Posición 1 del anclaje del sistema de peine	56
Figura 85. Posición 2 del anclaje del sistema de peine	56
Figura 86. Disposición de las garras del peine con respecto a los huecos entre nervajes del contenedor de 360 litros	57
Figura 87. Disposición de las garras del peine con respecto a los huecos entre nervajes del contenedor de 120 litros	58
Figura 88. Disposición de la barra antivuelco en el brazo	58
Figura 89. Corte plasma con equipos de CNC y manual respectivamente	62
Figura 90. Corte laser	62
Figura 91. Layout de la planta de producción	65
Figura 92. Sierra de cinta Thomas de la planta	67
Figura 93. Capacidad de corte de la sierra de cinta Thomas	67
Figura 94. Cizalla hidráulica Ajial	68

Figura 95. Morfología de una cizalla hidráulica	68
Figura 96. Amoldadora radial	69
Figura 97. Plegadora Ajial de 6 metros de la planta	72
Figura 98. Plegadora Ajial de 3 metros de la planta	72
Figura 99. Torno mecánico	74
Figura 100. Taladro en banco	74
Figura 101. Puentes grúa existentes en la planta de producción	77
Figura 102. Grúas pluma existentes en la planta	78
Figura 103. Bancada de montaje existente en la planta	79
Figura 104. Gato, sargento y tornillo de apriete	79
Figura 105. Secuencia de operaciones del proceso de producción del volteador	80
Figura 106. Almacenaje de materia prima en la planta de producción	83
Figura 107. Listado de piezas de perfilería	84
Figura 108. Listado de piezas de chapa	84
Figura 109. Listado de piezas de corte	85
Figura 110. Listado de suministros industriales	85
Figura 111. Explosionado del subconjunto bastidor	87
Figura 112. Subconjunto parte móvil	88
Figura 113. Acople del eje de giro - unión del bastidor con la parte móvil	89
Figura 114. Montaje subconjunto marco protector	89
Figura 115. Ensamblaje del sistema de peine -anclajes	90
Figura 116. Ensamblaje del sistema de contrapesa	90
Figura 117. Esquema principio de funcionamiento de la soldadura GMAW	94
Figura 118. Esquema de componentes de la soldadura GMAW	95
Figura 119. Equipos de soldadura GMAW existentes en la planta de producción.	96
Figura 120. Esquema de conexión del sistema hidráulico	99
Figura 121. Diagrama de sólido libre – Estudio 1. Análisis de cargas del volteador	101
Figura 122. Valores de la fuerza del pistón en función del ángulo girado	105
Figura 123. Gráfico puntos críticos	106
Figura 124. Diagrama de sólido libre – Estudio 2- Análisis de cargas del volteador	106
Figura 125. Fuerza del pistón en función del ángulo girado	109
Figura 126. Gráfico puntos críticos	110
Figura 127. Carrera realizada por el cilindro hidráulico durante el ciclo de volteo	113
Figura 128. Montaje tipo del cilindro hidráulico	115
Figura 129. Gráfica característica de la serie 1000 de cilindro hidráulicos de doble efecto de CICROSA. Pandeo - Dimensiones	116
Figura 130. Gráfica característica de la serie 1000 de cilindro hidráulicos de doble efecto de CICROSA. Fuerza de empuje - Dimensiones	117
Figura 131. Valores de Req para cada incremento de 5 grados de volteo	119
Figura 132. Diagrama de sólido libre - Distribución de las cargas	120
Figura 133. Esquema de distribución de las cargas simplificado	120
Figura 134. Diagrama de momentos - Análisis estático	121
Figura 135. Gráfica esfuerzo – tiempo. Caso esfuerzo repetido	122
Figura 136. Tabla coeficientes factor de confiabilidad	125
Figura 137. Tabla coeficientes factor de superficie	125
Figura 138. Diagrama de Goodman	126
Figura 139. vista seccionada de los componentes involucrados en el análisis	128
Figura 140. Diagrama de sólido libre 1 - Estudio del sistema de contrapesa	129
Figura 141. Diagrama de sólido libre 2 - Estudio del sistema de contrapesa	130
Figura 142. Diagrama de sólido libre 3 - Estudio del sistema de contrapesa	130
Figura 143. Distancias entre los puntos de articulación en el estudio del sistema de contrapesa	131

Figura 144. Tabla de excel que relaciona el valor del ángulo girado con las fuerzas F12 y F13	132
Figura 145. Ángulo a partir del cual comienza a actuar la chapa de presión	133
Figura 146. Gráfico que relaciona el ángulo irado con la fuerza en el apoyo inferior	133
Figura 147. Gráfico que relaciona el ángulo irado con la fuerza en el borde del contenedor	134
Figura 148. Solicitaciones que actúan sobre el eje de giro	135
Figura 149. Factores de confiabilidad R	137
Figura 150. Ilustración esfuerzo cortante en sujetadores	139
Figura 151. Unión brazo de giro. agarre	140
Figura 152. Distribución de cargas en el agarre del contenedor	141
Figura 153. Reacciones en el punto A	142
Figura 154. Reacciones en el punto B	142
Figura 155. Reacciones en el punto C	142
Figura 156. Reacciones en el punto D	143
Figura 157. dimensiones principales de cuerdas de tornillos estándar métrico ISO	143
Figura 158. Factores de área para áreas de cortante por barrido	143
Figura 159. Características mecánicas según la calidad del tornillo	144
Figura 160. Coeficiente de fricción para análisis a tracción del tornillo	145
Figura 161. Unión brazo de giro. anclaje del sistema de peine	147
Figura 162. Distribución de cargas en el anclaje del sistema de peine	148
Figura 163. Reacciones en el punto A	149
Figura 164. Reacciones en el punto B	149
Figura 165. Reacciones en el punto C	149
Figura 166. Reacciones en el punto D	150
Figura 167. Unión entre el anclaje del sistema de peine y la pletina oblicua	152
Figura 168. Ilustración esfuerzo de aplastamiento en sujetadores	154
Figura 169. Dirección y sentido de la fuerza ejercida por el pistón sobre los anclajes superior e inferior del cilindro	155
Figura 170. Esfuerzo de aplastamiento generado sobre el anclaje inferior del cilindro	156
Figura 171. Rueda con rotante giratorio con freno	159
Figura 172. Rueda con rotante fijo	159
Figura 173. Localización carga 1	164
Figura 174. Localización carga 2	164
Figura 175. Localización carga 3	165
Figura 176. Localización carga 4	165
Figura 177. Restricciones fijas de superficie 1 y 2 respectivamente	167
Figura 178. Restricciones fijas de superficie 3 y 4 respectivamente	167
Figura 179. Restricciones fijas de superficie 5 y 6 respectivamente	167
Figura 180. Resultados del análisis. Tensión de Von Mises	170
Figura 181. Resultados del análisis. Primera tensión principal	170
Figura 182. Resultados del análisis. Tercera tensión principal	171
Figura 183. Resultados del análisis. Deformación	171
Figura 184. Resultados del análisis. Coeficiente de seguridad	172
Figura 185. Localización carga 1	176
Figura 186. Restricción fija de superficie 1	177
Figura 187. Restricción fija de superficie 2	177
Figura 188. Restricción fija de superficie 3	177
Figura 189. Resultados del análisis. Tensión de Von Mises	179
Figura 190. Resultados del análisis. Primera tensión principal	179
Figura 191. Resultados del análisis. Tercera tensión principal	180
Figura 192. Resultados del análisis. Deformación	180
Figura 193. Resultados del análisis. Coeficiente de seguridad	181

Figura 194. Área de seguridad para la manipulación del volteador _____ 192
Figura 195. Señalética de advertencia o peligro _____ 193



DECLARACION CE DE CONFORMIDAD



En cumplimiento con de lo dispuesto por el **CONSEJO DE LA COMUNIDAD EUROPEA**

La Empresa Corte y Robótica Demetal SL con CIF B54461967, domiciliada en C/ Trueno 34, Poligono Industrial Pla Vallonga, 03006 (Alicante).

Fabricante de “Volteador independiente móvil con sistema de peine” marca RECIMAQ, modelo V3000 IMP.

DECLARAMOS bajo nuestra responsabilidad, que el aparato arriba indicado está fabricado conforme a todo lo dispuesto por la directiva del parlamento europeo:

Directiva de máquinas 2006/42/CE

Cumpliendo las especificaciones de la misma, aplicándose lo dispuesto por las normas:

UNE-EN ISO 12100: 2012 Seguridad de las máquinas. Principios generales para el diseño. Evaluación del riesgo y reducción del riesgo. (ISO 12100:2010).

UNE-EN 60204-1:2007 Seguridad de las máquinas. Equipo eléctrico de las máquinas. Parte 1: Requisitos generales. (IEC 60204-1:2005, modificada).

UNE-EN ISO 13849-1: 2016 Seguridad de las máquinas. Partes del sistema de mando relativas a la seguridad. Parte 1: Principios generales para el diseño. (ISO 13849-1:2015).

UNE-EN 840-1:2013 Contenedores móviles para residuos y reciclaje. Parte 1: Contenedores de 2 ruedas con capacidad hasta 400 l para dispositivos de elevación tipo peine. Dimensiones y diseño.

UNE-EN 840-2:2013 Contenedores móviles para residuos y reciclaje. Parte 2: Contenedores de 4 ruedas con capacidad hasta 1 300 l con tapa(s) plana(s) para dispositivos de elevación tipo muñón y/o peine. Dimensiones y diseño.

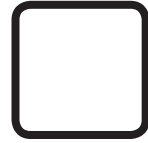
Dimensiones del volteador.....1.680 × 1.493 × 1.604
Peso del volteador.....478 Kg
Carga máxima a elevar.....2.678 Kg
Ciclo de subir y bajar.....40 segundos

SOLDADOS CUADRADOS

Laminados en frío, caliente, decapados, galvanizados.

Suministro en barras a largo comercial.

Otras longitudes bajo pedido.



PESO EN KG/M PARA ESPESORES DE:

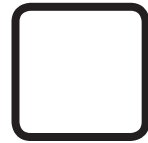
Medidas (mm)	1	1,5	2	3	4	5	6	8	10	12	12,5
10x10	0,32	0,47	-	-	-	-	-	-	-	-	-
12x12	0,38	0,56	-	-	-	-	-	-	-	-	-
14x14	0,44	0,63	-	-	-	-	-	-	-	-	-
16x16	0,49	0,71	-	-	-	-	-	-	-	-	-
18x18	0,54	0,80	1,04	-	-	-	-	-	-	-	-
20x20	0,62	0,90	1,16	-	-	-	-	-	-	-	-
22x22	0,68	1,00	1,30	-	-	-	-	-	-	-	-
25x25	0,78	1,14	1,50	-	-	-	-	-	-	-	-
28x28	0,87	1,29	1,69	-	-	-	-	-	-	-	-
30x30	0,95	1,39	1,82	-	-	-	-	-	-	-	-
32x32	1,03	1,52	2,00	-	-	-	-	-	-	-	-
35x35	1,10	1,63	2,15	2,94	-	-	-	-	-	-	-
38x38	1,21	-	-	3,24	-	-	-	-	-	-	-
40x40	1,26	1,88	2,48	3,43	4,37	-	-	-	-	-	-
45x45	-	2,13	2,80	3,92	-	-	-	-	-	-	-
50x50	-	2,37	3,13	4,42	5,67	6,82	7,86	-	-	-	-
55x55	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
60x60	-	2,87	3,79	5,40	6,98	8,46	9,83	-	-	-	-
70x70	-	3,37	4,43	6,38	8,29	10,09	11,75	-	-	-	-
75x75	-	-	4,76	-	-	-	-	-	-	-	-
80x80	-	3,85	5,10	7,35	9,59	11,75	13,73	17,06	-	-	-
90x90	-	-	5,75	8,33	10,92	13,31	15,70	19,66	-	-	-
100x100	-	-	6,31	9,32	12,17	14,98	17,68	22,26	26,73	-	-
110x110	-	-	-	10,30	13,52	16,64	19,66	24,86	29,85	-	-
120x120	-	-	-	11,23	14,77	18,20	21,53	27,46	33,28	37,44	38,48
125x125	-	-	-	11,75	15,50	19,03	22,57	28,81	34,84	39,42	40,56
130x130	-	-	-	12,27	16,12	19,86	23,50	30,06	36,40	41,19	42,54
140x140	-	-	-	13,31	17,47	21,53	25,48	32,66	39,73	45,24	46,80
150x150	-	-	-	14,25	18,72	23,19	27,46	35,26	43,16	49,40	50,96
160x160	-	-	-	15,18	20,07	24,75	29,43	37,96	46,28	53,04	54,81
175x175	-	-	-	16,64	22,05	27,25	32,34	41,81	51,48	59,28	61,05
180x180	-	-	-	17,16	22,67	28,08	33,38	43,16	52,73	60,84	62,92
200x200	-	-	-	-	25,27	31,30	37,23	48,36	59,28	68,64	71,03
220x220	-	-	-	-	-	-	41,18	53,56	65,73	76,44	79,25
250x250	-	-	-	-	-	-	47,01	61,46	75,61	88,19	91,52
260x260	-	-	-	-	-	-	-	64,06	78,83	92,14	95,58

SOLDADOS CUADRADOS

Laminados en frío, caliente, decapados, galvanizados.

Suministro en barras a largo comercial.

Otras longitudes bajo pedido.



PESO EN KG/M PARA ESPESORES DE:

Medidas (mm)	1	1,5	2	3	4	5	6	8	10	12	12,5
10x10	0,32	0,47	-	-	-	-	-	-	-	-	-
12x12	0,38	0,56	-	-	-	-	-	-	-	-	-
14x14	0,44	0,63	-	-	-	-	-	-	-	-	-
16x16	0,49	0,71	-	-	-	-	-	-	-	-	-
18x18	0,54	0,80	1,04	-	-	-	-	-	-	-	-
20x20	0,62	0,90	1,16	-	-	-	-	-	-	-	-
22x22	0,68	1,00	1,30	-	-	-	-	-	-	-	-
25x25	0,78	1,14	1,50	-	-	-	-	-	-	-	-
28x28	0,87	1,29	1,69	-	-	-	-	-	-	-	-
30x30	0,95	1,39	1,82	-	-	-	-	-	-	-	-
32x32	1,03	1,52	2,00	-	-	-	-	-	-	-	-
35x35	1,10	1,63	2,15	2,94	-	-	-	-	-	-	-
38x38	1,21	-	-	3,24	-	-	-	-	-	-	-
40x40	1,26	1,88	2,48	3,43	4,37	-	-	-	-	-	-
45x45	-	2,13	2,80	3,92	-	-	-	-	-	-	-
50x50	-	2,37	3,13	4,42	5,67	6,82	7,86	-	-	-	-
55x55	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
60x60	-	2,87	3,79	5,40	6,98	8,46	9,83	-	-	-	-
70x70	-	3,37	4,43	6,38	8,29	10,09	11,75	-	-	-	-
75x75	-	-	4,76	-	-	-	-	-	-	-	-
80x80	-	3,85	5,10	7,35	9,59	11,75	13,73	17,06	-	-	-
90x90	-	-	5,75	8,33	10,92	13,31	15,70	19,66	-	-	-
100x100	-	-	6,31	9,32	12,17	14,98	17,68	22,26	26,73	-	-
110x110	-	-	-	10,30	13,52	16,64	19,66	24,86	29,85	-	-
120x120	-	-	-	11,23	14,77	18,20	21,53	27,46	33,28	37,44	38,48
125x125	-	-	-	11,75	15,50	19,03	22,57	28,81	34,84	39,42	40,56
130x130	-	-	-	12,27	16,12	19,86	23,50	30,06	36,40	41,19	42,54
140x140	-	-	-	13,31	17,47	21,53	25,48	32,66	39,73	45,24	46,80
150x150	-	-	-	14,25	18,72	23,19	27,46	35,26	43,16	49,40	50,96
160x160	-	-	-	15,18	20,07	24,75	29,43	37,96	46,28	53,04	54,81
175x175	-	-	-	16,64	22,05	27,25	32,34	41,81	51,48	59,28	61,05
180x180	-	-	-	17,16	22,67	28,08	33,38	43,16	52,73	60,84	62,92
200x200	-	-	-	-	25,27	31,30	37,23	48,36	59,28	68,64	71,03
220x220	-	-	-	-	-	-	41,18	53,56	65,73	76,44	79,25
250x250	-	-	-	-	-	-	47,01	61,46	75,61	88,19	91,52
260x260	-	-	-	-	-	-	-	64,06	78,83	92,14	95,58

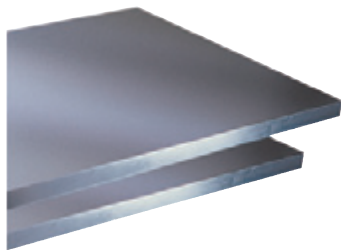
TABLA DE MALLAS ELECTROSOLDADAS CUADRADAS

Abertura Malla (mm)	Abertura Malla (pulg)	Diametro Alambre		
		Calibre	Milímetros	Pulgada
6 X 6	1/4" X 1/4"	14	2,00	
6 X 6	1/4" X 1/4"	12	2,70	
6 X 6	1/4" X 1/4"	11	3,00	1/8"
10 X 10	3/8" X 3/8"	14	2,00	
10 X 10	3/8" X 3/8"	12	2,70	
10 X 10	3/8" X 3/8"	11	3,00	1/8"
12 X 12	1/2" X 1/2"	12	2,70	
12 X 12	1/2" X 1/2"	11	3,00	1/8"
12 X 12	1/2" X 1/2"	10	3,43	
19 X 19	3/4" X 3/4"	12	2,70	
19 X 19	3/4" X 3/4"	11	3,00	1/8"
19 X 19	3/4" X 3/4"	10	3,43	
25 x 25	1" x 1"	14	2,00	
25 x 25	1" x 1"	11	3,00	1/8"
25 X 25	1" x 1"	10	3,43	
25 x 25	1" x 1"	9	3,70	
30 x 30	1 3/16" x 1 3/16"	14	2,00	
30 x 30	1 3/16" x 1 3/16"	11	3,00	1/8"
30 x 30	1 3/16" x 1 3/16"	10	3,40	
30 X 30	1 3/16" x 1 3/16"	9	3,70	
30 x 30	1 3/16" x 1 3/16"	8	4,10	5/32"
40 x 40	1 1/2" x 1 1/2"	11	3,10	1/8"
40 x 40	1 1/2" x 1 1/2"	10	3,40	
40 X 40	1 1/2" x 1 1/2"	9	3,70	
40 X 40	1 1/2" x 1 1/2"	8	4,10	5/32"
50 x 50	2" x 2"	8	4,10	5/32"
50 x 50	2" x 2"	6	5,00	3/16"
50 x 50	2" x 2"	4	6,00	1/4"
75 x 75	3" x 3"	8	4,10	5/32"
75 x 75	3" x 3"	6	5,00	3/16"
75 x 75	3" x 3"	4	6,00	1/4"
100 x 100	4" x 4"	8	4,10	5/32"
100 x 100	4" x 4"	6	5,00	3/16"
100 x 100	4" x 4"	4	6,00	1/4"
150 x 150	6" x 6"	8	4,10	5/32"
150 x 150	6" x 6"	6	5,00	3/16"
150 x 150	6" x 6"	4	6,00	1/4"
200 x 200	8" x 8"	8	4,10	5/32"
200 x 200	8" x 8"	6	5,00	3/16"
200 x 200	8" x 8"	4	6,00	1/4"

Chapas

CHAPAS LAMINADAS EN CALIENTE

Calidad de acero S235JR.



PESO DE LA CHAPA EN KG PARA ESPESORES DE

Formato	Superficie	1,5 mm	2 mm	2,5 mm	3 mm	4 mm	5 mm
2000 x 1000	2,00	24,60	32,80	41,00	49,20	65,60	82,00
2500 x 1250	3,13	38,44	51,25	64,06	76,88	102,50	128,13
3000 x 1000	3,00	36,90	49,20	61,50	73,80	98,40	123,00
3000 x 1500	4,50	55,35	73,80	92,25	110,70	147,60	184,50
4000 x 1000	4,00	49,20	65,60	82,00	98,40	131,20	164,00
4000 x 1500	6,00	73,80	98,40	123,00	147,60	196,80	246,00
4000 x 1800	7,20	/	/	/	177,12	236,16	295,20
4000 x 2000	8,00	/	/	/	196,80	262,40	328,00
5000 x 1500	7,50	/	/	/	184,50	246,00	307,50
5000 x 1800	9,00	/	/	/	221,40	295,20	369,00
5000 x 2000	10,00	/	/	/	246,00	328,00	410,00
6000 x 1500	9,00	/	/	/	221,40	295,20	369,00
6000 x 1800	10,80	/	/	/	265,68	354,24	442,80
6000 x 2000	12,00	/	/	/	295,20	393,60	492,00
8000 x 2000	16,00	/	/	/	393,60	524,80	656,00

Formato	Superficie	6 mm	8 mm	10 mm	12 mm	15 mm
2000 x 1000	2,00	98,40	131,20	164,00	196,80	246,00
2500 x 1250	3,13	153,75	205,00	256,25	307,50	384,38
3000 x 1000	3,00	147,60	196,80	246,00	295,20	369,00
3000 x 1500	4,50	221,40	295,20	369,00	442,80	553,50
4000 x 1000	4,00	196,80	262,40	328,00	393,60	492,00
4000 x 1500	6,00	295,20	393,60	492,00	590,40	738,00
4000 x 1800	7,20	354,24	472,32	590,40	708,48	885,60
4000 x 2000	8,00	393,60	524,80	656,00	787,20	984,00
5000 x 1500	7,50	369,00	492,00	615,00	738,00	922,50
5000 x 1800	9,00	442,80	590,40	738,00	885,60	1.107,00
5000 x 2000	10,00	492,00	656,00	820,00	984,00	1.230,00
6000 x 1500	9,00	442,80	590,40	738,00	885,60	1.107,00
6000 x 1800	10,80	531,36	708,48	885,60	1.062,72	1.328,40
6000 x 2000	12,00	590,40	787,20	984,00	1.180,80	1.476,00
8000 x 2000	16,00	787,20	1.049,60	1.312,00	1.574,40	1.968,00

FICHA DE PRODUCTO

COD. 34-098/32-FD

REF. MPG4 200 NPL4-FD



Datos técnicos

Diametro de rueda		200 mm
Ancho de banda		50 mm
Tamaño pletina		137x105 mm
Distancia entre agujeros		105x80 mm
Tornillo de sujeción		M10
Altura total		240 mm
Radio de giro		155 mm
Tipo de eje		=
Capacidad de carga		300 Kg
Temperatura de trabajo		-30 a 80 °C
Peso		2,32 Kg
Velocidad máxima		4 Km/h
Dureza de la banda		96 ±2° SHORE D

Modelo rueda: **NP**

PARTICULARIDADES:

Núcleo de poliamida inyectado sobre una banda de poliuretano. Son ruedas modernas que (por su precio y características) se sitúan entre las ruedas de poliamida y las ruedas con banda de poliuretano.

APLICACIONES:

En los casos que se requiera un funcionamiento más elástico y silencioso que el ofrecido por las ruedas de nylon.

Debido a su precio más reducido (en tracción manual) vienen sustituyendo a las ruedas tradicionales con núcleo de hierro fundido y banda de poliuretano.

PROPIEDADES:

Reúnen las cualidades del nylon en el núcleo y las mejoran en las bandas de rodadura.

Poseen buen aspecto y acabado, son ligeras de peso, de rodar silencioso y suave, limpias, no se oxidan y requieren un mínimo de mantenimiento.

El poliuretano (caucho de Uretano) es un material con una excepcional resistencia al desgaste, buena resistencia a la deformación, es más elástico que el nylon, hace menor ruido y ofrece mayor protección de los suelos.

Resiste bien a los agentes atmosféricos, hidrocarburos, grasas, aceites, leche, etc..

PRECAUCIONES:

El poliuretano inyectado es de características inferiores al poliuretano vulcanizado.

Resisten mal el contacto con ácidos, solventes y alcohol.

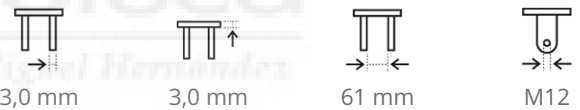
Estas ruedas tienen un período de vida limitado (5 años), a partir de este período el material se degrada rápidamente.

Su mejor campo de utilización se sitúa entre +5°C a +40°C.

Propiedades de la rueda

	Ruido:	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	Protección suelo:	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	Resistencia rodadura:	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Dimensiones adicionales del soporte



Ruedas fabricadas según normas europeas **EN12530/12532**.

Modelo soporte: **MPG4-FD**

SOPORTES MODELO MP:

Soportes de acero (estampado).

Sujeción de los soportes por pletina de 4 agujeros.

Horquilla provista de tornillo y tuerca autoblocante (8.8): DIN-933 M8x60 en >80 a 125mm., M-12x80 en >150 a 200mm. y M-14x120 en >260 mm.

Casquillo: >12x8,2x46 en >80 a 125mm., >20x12,2x61 en >150 a 200 mm. y >20x14,2x96 en 260 mm.

Pasadores de montaje (para cojinete a bolas).

Acabados: zincado brillante.

SOPORTES GIRATORIOS MPG4:

Doble hilera de bolas (de acero al cromo) protegidas por cazoletas envolventes y junta de retención de grasa.

Robusto pivote central (remachado) de acero.

SOPORTES FIJOS MPF4:

Soportes de acero (estampado).

FICHA DE PRODUCTO

COD. 34-099/32

REF. MPF4 200 NPL4



Datos técnicos		
Diametro de rueda		200 mm
Ancho de banda		50 mm
Tamaño pletina		137x105 mm
Distancia entre agujeros		105x80 mm
Tornillo de sujeción		M10
Altura total		240 mm
Radio de giro		155 mm
Tipo de eje		=
Capacidad de carga		300 Kg
Temperatura de trabajo		-30 a 80 °C
Peso		1,60 Kg
Velocidad máxima		4 Km/h
Dureza de la banda		96 ±2° SHORE D

Propiedades de la rueda				
	Ruido:	-	+	
	Protección suelo:	-	+	
	Resistencia rodadura:	-	+	

Dimensiones adicionales del soporte			

Ruedas fabricadas según normas europeas EN12530/12532.

Modelo rueda: **NP**

PARTICULARIDADES:
Núcleo de poliamida inyectado sobre una banda de poliuretano. Son ruedas modernas que (por su precio y características) se sitúan entre las ruedas de poliamida y las ruedas con banda de poliuretano.

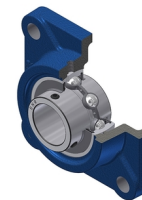
APLICACIONES:
En los casos que se requiera un funcionamiento más elástico y silencioso que el ofrecido por las ruedas de nylon. Debido a su precio más reducido (en tracción manual) vienen sustituyendo a las ruedas tradicionales con núcleo de hierro fundido y banda de poliuretano.

PROPIEDADES:
Reúnen las cualidades del nylon en el núcleo y las mejoran en las bandas de rodadura. Poseen buen aspecto y acabado, son ligeras de peso, de rodar silencioso y suave, limpias, no se oxidan y requieren un mínimo de entretenimiento. El poliuretano (caucho de Uretano) es un material con una excepcional resistencia al desgaste, buena resistencia a la deformación, es más elástico que el nylon, hace menor ruido y ofrece mayor protección de los suelos. Resiste bien a los agentes atmosféricos, hidrocarburos, grasas, aceites, leche, etc..

PRECAUCIONES:
El poliuretano inyectado es de características inferiores al poliuretano vulcanizado. Resisten mal el contacto con ácidos, solventes y alcohol. Estas ruedas tienen un período de vida limitado (5 años), a partir de este período el material se degrada rápidamente. Su mejor campo de utilización se sitúa entre +5°C a +40°C.

Modelo soporte: **MPF4**

SOPORTES MODELO MP:
Soportes de acero (estampado).
Sujeción de los soportes por pletina de 4 agujeros.
Horquilla provista de tornillo y tuerca autoblocante (8.8): DIN-933 M8x60 en >80 a 125mm., M-12x80 en >150 a 200mm. y M-14x120 en >260 mm.
Casquillo: >12x8,2x46 en >80 a 125mm., >20x12,2x61 en >150 a 200 mm. y >20x14,2x96 en 260 mm.
Pasadores de montaje (para cojinete a bolas).
Acabados: zincado brillante.
SOPORTES GIRATORIOS MPG4:
Doble hilera de bolas (de acero al cromo) protegidas por cazoletas envolventes y junta de retención de grasa.
Robusto pivote central (remachado) de acero.
SOPORTES FIJOS MPF4:
Soportes de acero (estampado).



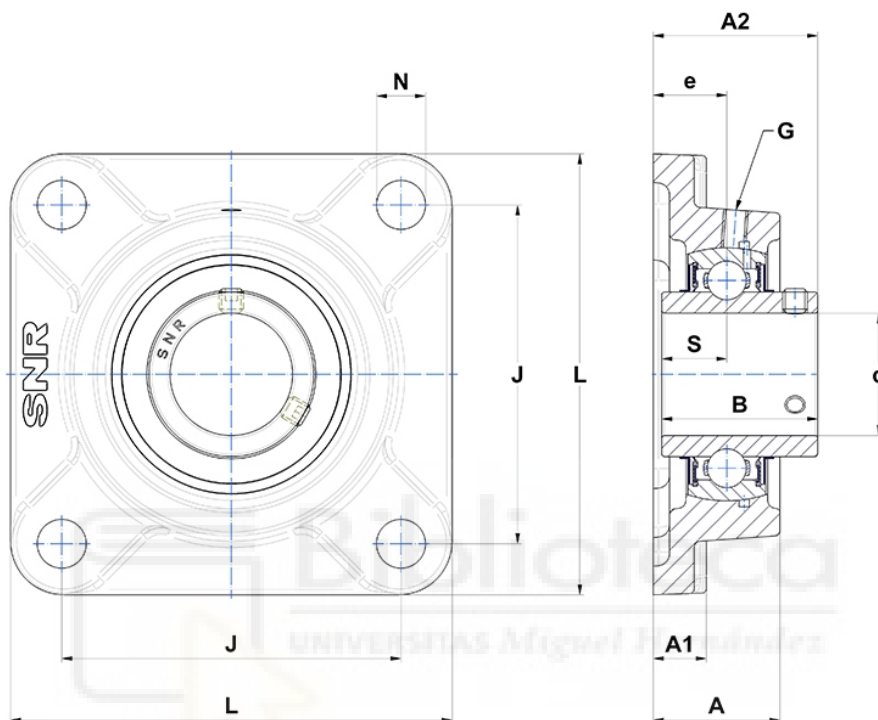
Ficha técnica

UCF.210

Brida

cuerpo de fundición, rodamiento inserto de bolas de contacto radial, con tornillo de fijación, junta de estanqueidad con arandela de obturación

Visual



Características técnicas

B	51,6 mm
A	40 mm
A1	16 mm
A2	54,6 mm
d	50 mm
e	22 mm
G	M6x1
J	111 mm
L	143 mm
N	16mm
s1	25,8 mm
S	19 mm

Prestaciones

C	35,1 kN
C0	23,2 kN
T min.	-20 °C
T max.	100 °C

Otras características

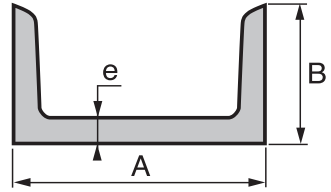
Peso	2,5 kg
Par de apriete recomendado para el tornillo de fijación	22 Nm
Designación del soporte	F210-
Designación del rodamiento	UC210G2



Perfiles Comerciales

PERFIL FORMAS EN U

Suministrados en barras de 6 m. Otras longitudes bajo pedido.
Calidad de acero S275JR.



MEDIDAS EN MM			PESO	SECCIÓN
A	B	e	kg/m	cm ²
40	20	5,0	3,03	3,65
50	25	6,0	4,10	3,86
60	30	6,0	5,39	6,46

Calibrados

CALIBRADOS REDONDOS

DIÁMETROS: 4, 5, 6, 8, 10, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 35, 36, 38, 40, 45, 50, 55, 60, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120.

PESO ESPECÍFICO: ver redondos comerciales.

CALIBRADOS CUADRADOS

LADO: 5, 6, 8, 10, 12, 14, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 60, 70, 80, 90, 100.

PESO ESPECÍFICO: ver cuadrados comerciales.

PLETINAS CALIBRADAS

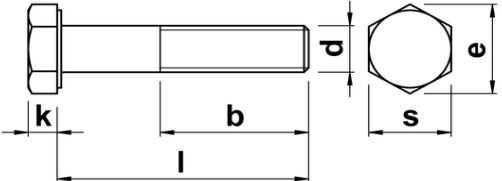
Longitud	3	4	5	6	8	10	12	15	18	20	25	30	35	40	50	60
10	x	x	x													
15			x	x	x											
16		x	x	x												
20	x	x	x	x	x	x	x									
25		x	x	x	x	x	x	x		x						
30			x	x	x	x	x	x		x						
35			x	x	x	x	x	x								
40		x	x	x	x	x	x	x		x	x	x				
45									x							
50			x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x		
60			x	x	x	x	x	x		x	x	x	x	x		
70												x		x		
80				x	x	x	x	x		x	x	x		x	x	x
100						x		x		x	x	x		x		

PESO ESPECÍFICO: ver pletinas comerciales.

TORNILLO HEXAGONAL DIN-931 | ISO-4014 (MÉTRICO)

Inoxidable A2 - AISI 304

Clase 70

<p>d Métrica del tornillo k Altura de la cabeza s Distancia entre caras (llave) b Longitud roscada b_a Hasta 125mm (incl) b_b De 125 a 200mm (incl) b_c Desde 200mm l Longitud seleccionada (sin cabeza)</p>	
--	--

Cotas en milímetros (mm)

	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22
d										
k	3,5	4	5,5	7	8	9	10	12	13	14
s	8	10	13	17	19	22	24	27	30	32
b _a	18	18	22	26	30	34	38	42	46	50
b _b	22	24	28	32	36	40	44	48	52	56
b _c	-	-	-	45	49	53	57	61	65	69
paso	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5

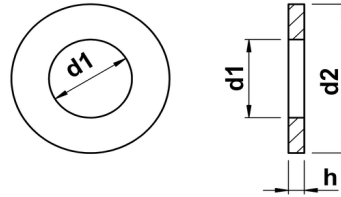
	M24	M27	M30	M33	M36					
d										
k	15	17	19	21	22					
s	36	41	46	50	55					
b _a	54	60	66	72	78					
b _b	60	66	72	78	84					
b _c	73	78	85	91	97					
paso	3	3	3,5	3,5	4					

ARANDELA PLANA TIPO A DIN-125 | ISO-7089 / ISO-7090 (MÉTRICO)

Acero Inoxidable A2 - AISI 304

Clase 70

d1 Diámetro interno
d2 Diámetro externo
h Espesor arandela



Cotas en milímetros (mm)

	M1.6	M2	M2.5	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M10
d										
d1	1,7	2,2	2,7	3,2	4,3	5,3	6,4	7,4	8,4	10,5
d2	4	4,5	6	7	9	10	12	14	16	20
h	0,3	0,3	0,5	0,5	0,8	1	1,6	1,6	1,6	2

	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M26	M27	M30
d1	13	15	17	19	21	23	25	27	28	31
d2	24	28	30	34	37	39	44	50	50	56
h	2,5	2,5	3	3	3	3	4	4	4	4

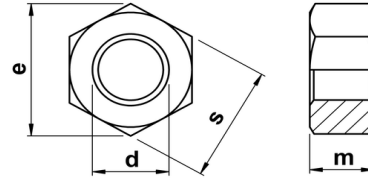
	M33	M36	M39	M42	M45	M48	M52			
d1	34	37	40	43	46	50	54			
d2	60	66	72	78	85	92	98			
h	5	5	6	7	7	8	8			

TUERCA HEXAGONAL DIN-934 | ISO-4032 (MÉTRICO)

Acero Inoxidable A2 - AISI 304

Clase 70

d Métrica tuerca
e Distancia entre puntas
s Distancia entre caras (llave)
m Espesor



Cotas en milímetros (mm)

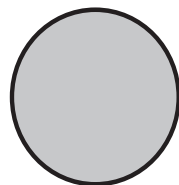
	M1.6	M2	M2.5	M3	M3.5	M4	M5	M6	M7	M8
d	1.6	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0
e	3	4,32	5,45	6,01	6,58	7,66	8,79	11,05	12,12	14,38
s	3,2	4	5	5,5	6	7	8	10	11	13
m	1,3	1,6	2	2,4	2,8	3,2	4	5	5,5	6,5
paso	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,7	0,8	1	1	1,25

	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30
d	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30
e	18,9	21,1	24,49	26,75	29,56	32,95	35,03	39,55	45,2	50,85
s	17	19	22	24	27	30	32	36	41	46
m	8	10	11	13	15	16	18	19	22	24
paso	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3,5

	M33	M36	M39	M42	M45	M48	M52			
d	33	36	39	42	45	48	52			
e	55,37	60,79	66,44	71,3	76,95	82,6	88,25			
s	50	55	60	65	70	75	80			
m	26	29	31	34	36	38	42			
paso	3,5	4	4	4,5	4,5	5	5			

PERFIL REDONDO

Suministrados en barras de 6 m. Otras longitudes bajo pedido.
Calidad de acero S275JR.



DIÁMETRO	PESO	SECCIÓN
mm	kg/m	cm ²
6	0,23	0,28
8	0,41	0,50
10	0,64	0,79
12	0,92	1,13
14	1,26	1,54
16	1,64	2,01
18	2,08	2,54
20	2,57	3,14
22	3,10	3,80
25	4,00	4,91
26	4,34	5,31
30	5,77	7,07
32	6,56	8,04
35	7,92	9,62
38	9,26	11,34
40	10,26	12,57
42	11,32	13,85
45	13,28	15,90
48	14,78	18,09
50	16,03	19,63
52	17,34	21,24
58	21,57	26,42
60	23,09	28,27
62	24,65	30,18
65	27,09	33,18
70	31,42	38,48

DIÁMETRO	PESO	SECCIÓN
mm	kg/m	cm ²
75	36,07	44,17
80	41,04	50,26
85	46,23	56,72
90	51,95	63,61
95	57,87	70,88
100	64,17	78,54
105	70,69	86,59
110	77,58	95,03
115	84,80	103,87
120	92,33	113,09
125	100,18	122,72
130	108,37	132,73
135	116,85	143,14
140	125,67	153,93
145	134,87	165,13
150	144,27	176,71
155	154,02	188,69
160	164,11	201,06
165	174,62	213,72
170	185,33	226,98
175	196,35	240,41
180	207,79	254,47
185	219,44	268,67
190	231,50	283,52
195	243,78	298,50
200	256,46	314,16

Ø Gama dimensional de tubos sin soldadura calibrados "Bk" y preparados para lapear "Bk+S"

Tol. mm. diámetro exterior	Diámetro exterior mm.	Espesor mm.	Diámetro interior mm.	Tol. mm. diámetro interior	Peso teórico Kg/m.
±0,08	4	1	2	±0,15	0,07
±0,08	5	1	3	±0,15	0,10
		1,5	2	±0,15	0,13
±0,08	6	1	4	±0,15	0,12
		1,5	3	±0,15	0,17
		2	2	±0,15	0,20
±0,08	8	1	6	±0,15	0,17
		1,5	5	±0,15	0,24
		2	4	±0,15	0,30
		2,5	3	±0,25	0,34
±0,08	9	1	7	±0,15	0,20
		1,5	6	±0,15	0,28
		2	5	±0,15	0,35
±0,08	10	1	8	±0,15	0,22
		1,5	7	±0,15	0,31
		2	6	±0,15	0,39
		2,5	5	±0,15	0,46
±0,08	12	3	4	±0,25	0,52
		1	10	±0,15	0,27
		1,5	9	±0,15	0,39
		2	8	±0,15	0,49
±0,08	14	2,5	7	±0,15	0,59
		3	6	±0,25	0,67
		1	12	±0,08	0,32
		1,5	11	±0,15	0,46
		2	10	±0,15	0,59
±0,08	15	2,5	9	±0,15	0,71
		3	8	±0,15	0,81
		3,5	7	±0,15	0,91
		4	6	±0,25	0,99
		4,5	5	±0,25	1,05
		1	13	±0,08	0,35
±0,08	16	1,5	12	±0,15	0,50
		2	11	±0,15	0,64
		2,5	10	±0,15	0,77
		3	9	±0,15	0,89
		3,5	8	±0,15	0,99
		4	7	±0,15	1,09
		4,5	6	±0,25	1,17
		1	14	±0,08	0,37
±0,08	18	1,5	13	±0,08	0,54
		2	12	±0,15	0,69
		2,5	11	±0,15	0,83
		3	10	±0,15	0,96
		3,5	9	±0,15	1,08
		4	8	±0,15	1,18
		4,5	7	±0,15	1,28
		1	16	±0,08	0,42
±0,08	20	1,5	15	±0,08	0,61
		2	14	±0,08	0,79
		2,5	13	±0,15	0,96
		3	12	±0,15	1,11
		3,5	11	±0,15	1,25
		4	10	±0,15	1,38
		4,5	9	±0,15	1,50
		5	8	±0,15	1,60
		1	18	±0,08	0,47
		±0,08	22	1,5	17
2	16			±0,08	0,89
2,5	15			±0,15	1,08
3	14			±0,15	1,26
3,5	13			±0,15	1,42
4	12			±0,15	1,58
4,5	11			±0,15	1,72
5	10			±0,15	1,85
±0,08	22	6	8	±0,25	2,07
		1	20	±0,08	0,52
		1,5	19	±0,08	0,76
2	18	±0,08	0,99		

Tol. mm. diámetro exterior	Diámetro exterior mm.	Espesor mm.	Diámetro interior mm.	Tol. mm. diámetro interior	Peso teórico Kg/m.		
		2,5	17	±0,15	1,20		
		3	16	±0,15	1,41		
		3,5	15	±0,15	1,60		
		4	14	±0,15	1,78		
		4,5	13	±0,15	1,94		
±0,08	24	5	12	±0,15	2,10		
		1	22	±0,08	0,57		
		1,5	21	±0,08	0,83		
		2	20	±0,08	1,09		
		2,5	19	±0,15	1,33		
		3	18	±0,15	1,55		
		3,5	17	±0,15	1,77		
		4	16	±0,15	1,97		
		4,5	15	±0,15	2,16		
		5	14	±0,15	2,34		
±0,08	25	1	23	±0,08	0,59		
		1,5	22	±0,08	0,87		
		2	21	±0,08	1,13		
		2,5	20	±0,08	1,39		
		3	19	±0,15	1,63		
		3,5	18	±0,15	1,86		
		4	17	±0,15	2,07		
		4,5	16	±0,15	2,28		
		5	15	±0,15	2,47		
		5,5	14	±0,15	2,64		
		6	13	±0,15	2,81		
		1	24	±0,08	0,62		
		1,5	23	±0,08	0,91		
		2	22	±0,08	1,18		
		2,5	21	±0,08	1,45		
±0,08	26	3	20	±0,15	1,70		
		3,5	19	±0,15	1,94		
		4	18	±0,15	2,17		
		4,5	17	±0,15	2,39		
		5	16	±0,15	2,59		
		5,5	15	±0,15	2,78		
		6	14	±0,15	2,96		
		1	26	±0,08	0,67		
		1,5	25	±0,08	0,98		
		2	24	±0,08	1,28		
		2,5	23	±0,08	1,57		
		3	22	±0,15	1,85		
		4	20	±0,15	2,37		
		4,5	19	±0,15	2,61		
		5	18	±0,15	2,84		
5,5	17	±0,15	3,05				
6	16	±0,15	3,26				
±0,08	30	1	28	±0,08	0,72		
		1,5	27	±0,08	1,05		
		2	26	±0,08	1,38		
		2,5	25	±0,08	1,70		
		3	24	±0,15	2,00		
		3,5	23	±0,15	2,29		
		4	22	±0,15	2,56		
		4,5	21	±0,15	2,83		
		5	20	±0,15	3,08		
		5,5	19	±0,15	3,32		
		6	18	±0,15	3,55		
		±0,15	32	1	30	±0,15	0,76
				1,5	29	±0,15	1,13
				2	28	±0,15	1,48
				2,5	27	±0,15	1,82
3	26			±0,15	2,15		
3,5	25			±0,15	2,46		
4	24			±0,15	2,76		
4,5	23			±0,15	3,05		
5	22			±0,15	3,33		
5,5	21			±0,15	3,59		
6	20	±0,15	3,85				

Tol. mm. diámetro exterior	Diámetro exterior mm.	Espesor mm.	Diámetro interior mm.	Tol. mm. diámetro interior	Peso teórico Kg/m.
±0,15	35	7	18	±0,15	4,32
		1	33	±0,15	0,84
		1,5	32	±0,15	1,24
		2	31	±0,15	1,63
		2,5	30	±0,15	2,00
		3	29	±0,15	2,37
		3,5	28	±0,15	2,72
±0,15	36	4	27	±0,15	3,06
		4,5	26	±0,15	3,38
		5	25	±0,15	3,70
		5,5	24	±0,15	4,00
		6	23	±0,15	4,29
		7	21	±0,15	4,83
		1	34	±0,15	0,86
		1,5	33	±0,15	1,28
		2	32	±0,15	1,68
		2,5	31	±0,15	2,07
±0,15	38	3	30	±0,15	2,44
		3,5	29	±0,15	2,81
		4	28	±0,15	3,16
		4,5	27	±0,15	3,50
		5	26	±0,15	3,82
		5,5	25	±0,15	4,14
		6	24	±0,15	4,44
		7,5	23	±0,15	5,01
		1	36	±0,15	0,91
		1,5	35	±0,15	1,35
		2	34	±0,15	1,78
		2,5	33	±0,15	2,19
		3	32	±0,15	2,59
		3,5	31	±0,15	2,98
		4	30	±0,15	3,35
4,5	29	±0,15	3,72		
5	28	±0,15	4,07		
5,5	27	±0,15	4,41		
6	26	±0,15	4,74		
7	24	±0,15	5,35		
7,5	23	±0,15	5,64		
8	22	±0,15	5,92		
±0,15	40	1	38	±0,15	0,96
		1,5	37	±0,15	1,42
		2	36	±0,15	1,87
		2,5	35	±0,15	2,31
		3	34	±0,15	2,74
		3,5	33	±0,15	3,15
		4	32	±0,15	3,55
		4,5	31	±0,15	3,94
		5	30	±0,15	4,32
		5,5	29	±0,15	4,68
		6	28	±0,15	5,03
		7	26	±0,15	5,70
		7,5	25	±0,15	6,01
		8	24	±0,15	6,31
		10	20	-0,20-0,35	7,40
±0,20	42	1,5	39	±0,20	1,50
		2	38	±0,20	1,97
		2,5	37	±0,20	2,44
		3	36	±0,20	2,89
		3,5	35	±0,20	3,32
		4	34	±0,20	3,75
		4,5	33	±0,20	4,16
		5	32	±0,20	4,56
±0,20	45	5,5	31	±0,20	4,95
		6	30	±0,20	5,33
		7	28	±0,20	6,04
		7,5	27	±0,20	6,38
		8	26	±0,20	6,71
		1,5	42	±0,20	1,61
		2	41	±0,20	2,12

Ø EXTERIOR

Ø INTERIOR

Tolerancia mm. Ø exterior para:
Calibrados "Bk"
Preparados para lapear "Bk+S"

Tolerancia mm. Ø interior para:
Calibrados "Bk"

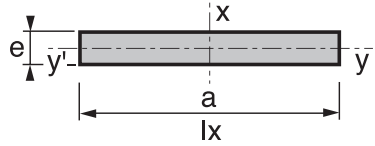
Tolerancia mm. Ø interior para:
Preparados para lapear "Bk+S"



PESO EN KG/M PARA ESPEORES DE:

Espesor (mm)	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8	10	12	12,5
70x25	-	2,29	2,86	-	-	-	-	-	-	-	-	-
70x30	-	2,37	3,13	4,42	5,67	6,82	7,10	-	-	-	-	-
70x40	-	2,64	3,45	4,91	6,32	7,63	8,84	-	-	-	-	-
70x50	-	2,87	3,79	5,40	6,98	8,46	9,83	-	-	-	-	-
80x20	-	2,37	3,13	-	-	-	-	-	-	-	-	-
80x30	-	2,64	3,45	4,91	6,32	-	-	-	-	-	-	-
80x40	-	2,87	3,79	5,40	6,98	8,46	-	-	-	-	-	-
80x45	-	-	-	5,64	7,30	-	-	-	-	-	-	-
80x50	-	3,14	4,11	5,89	7,63	9,27	10,82	-	-	-	-	-
80x60	-	3,37	4,43	6,38	8,29	10,09	11,75	-	-	-	-	-
90x20	-	2,64	3,53	-	-	-	-	-	-	-	-	-
90x30	-	2,87	3,79	5,40	6,98	-	-	-	-	-	-	-
90x40	-	3,14	4,11	5,89	7,63	9,27	-	-	-	-	-	-
90x50	-	3,37	4,43	6,38	8,29	10,09	11,75	-	-	-	-	-
100x20	-	2,94	3,92	-	-	-	-	-	-	-	-	-
100x30	-	3,14	4,11	-	-	-	-	-	-	-	-	-
100x40	-	3,37	4,43	6,38	8,29	10,09	11,75	-	-	-	-	-
100x50	-	3,59	4,76	6,86	8,93	10,92	12,79	-	-	-	-	-
100x60	-	-	5,09	7,35	9,59	11,75	13,73	-	17,16	-	-	-
100x80	-	-	5,74	8,33	10,92	13,31	15,70	-	19,76	-	-	-
110x70	-	-	-	8,33	10,92	-	-	-	-	-	-	-
120x40	-	-	5,09	7,35	9,59	11,75	13,73	-	17,16	-	-	-
120x50	-	-	-	7,84	10,24	-	-	-	-	-	-	-
120x60	-	-	5,74	8,33	10,92	13,31	15,70	-	19,76	-	-	-
120x80	-	-	-	9,32	12,17	14,98	17,68	21,11	22,36	26,73	-	-
120x100	-	-	-	10,30	13,52	16,64	22,88	-	-	-	-	-
140x60	-	-	-	9,32	12,17	14,98	17,68	21,11	22,36	-	-	-
140x80	-	-	-	10,30	13,52	16,64	19,66	22,88	24,96	29,85	-	-
140x100	-	-	-	11,23	14,82	18,30	21,42	25,58	27,56	-	-	-
150x100	-	-	-	11,75	15,50	19,03	22,57	26,52	30,16	-	-	-
160x80	-	-	-	11,23	14,77	18,20	21,53	25,58	27,56	33,28	37,44	38,48
160x120	-	-	-	13,21	17,47	21,53	25,48	30,16	34,01	-	-	-
160x140	-	-	-	14,25	18,72	23,19	27,46	-	36,40	-	-	-
180x80	-	-	-	12,27	16,12	19,97	23,50	-	30,06	36,40	41,18	42,54
180x100	-	-	-	13,21	17,47	21,53	25,48	30,16	34,01	39,73	45,24	46,80
180x120	-	-	-	14,25	18,72	23,19	27,46	32,45	36,40	43,16	49,40	50,96
180x140	-	-	-	15,18	20,07	24,75	29,43	34,63	39,31	-	-	-
200x100	-	-	-	14,25	18,72	23,19	27,46	32,45	36,40	43,16	49,40	50,96
200x120	-	-	-	15,18	20,07	24,75	29,43	34,63	39,31	46,28	53,04	54,81
200x150	-	-	-	16,64	22,05	27,25	32,34	38,06	43,06	51,48	59,28	61,05
200x160	-	-	-	17,16	22,67	28,08	33,38	-	43,16	52,73	60,84	62,92
250x100	-	-	-	16,64	22,05	27,25	32,34	38,06	43,06	51,48	59,28	61,05
250x150	-	-	-	-	25,27	31,30	37,23	-	48,36	59,28	68,64	71,03
250x200	-	-	-	-	28,50	35,36	42,12	-	54,91	67,39	78,42	81,22
300x100	-	-	-	-	25,27	31,30	37,23	-	48,36	59,28	68,64	71,03
300x150	-	-	-	-	28,50	35,36	42,12	-	54,91	67,39	78,42	81,22
300x200	-	-	-	-	-	39,52	47,01	-	61,46	75,61	88,19	91,52
300x220	-	-	-	-	-	41,08	48,98	-	64,06	78,83	92,14	95,58

Perfiles C comerciales



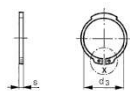
PESO EN KILOGRAMOS/METRO LINEAL POR ESPESOR EN MM. DE:

Ancho (mm)	15 (mm)	16 (mm)	18 (mm)	20 (mm)	25 (mm)	30 (mm)	40 (mm)	50 (mm)
10	-	-	-	-	-	-	-	-
12	-	-	-	-	-	-	-	-
14	-	-	-	-	-	-	-	-
16	-	-	-	-	-	-	-	-
18	-	-	-	-	-	-	-	-
20	-	-	-	-	-	-	-	-
25	-	-	-	-	-	-	-	-
30	3,71	-	-	-	-	-	-	-
35	4,28	4,53	5,10	5,67	-	-	-	-
40	4,90	5,17	5,82	6,47	8,09	9,70	-	-
45	5,51	5,82	6,55	7,28	9,09	10,92	-	-
50	6,13	6,47	7,27	8,09	10,10	12,15	16,17	-
60	7,35	7,77	8,73	9,70	12,15	14,52	19,36	-
70	8,57	9,05	10,19	11,33	14,11	17,00	22,66	-
80	9,80	10,30	11,64	12,98	16,17	19,36	25,85	32,34
90	11,02	11,64	13,10	14,52	18,23	21,84	29,15	36,38
100	12,27	12,98	14,52	16,17	20,19	24,31	32,34	-
110	13,52	14,21	15,97	17,82	22,25	26,68	35,54	-
120	14,66	15,55	17,51	19,36	24,31	29,15	38,81	48,51
130	15,91	16,79	-	21,01	26,27	31,52	42,04	52,54
140	17,16	18,13	-	22,66	28,33	33,99	45,28	56,60
150	18,41	19,36	-	24,31	30,28	36,36	48,51	60,64
160	19,03	20,70	-	25,85	32,34	38,81	51,75	64,68
180	22,05	23,28	-	29,15	36,36	43,66	58,22	72,77
200	24,49	25,87	29,11	32,34	40,43	48,51	64,68	-
250	30,32	-	-	40,43	50,53	60,64	80,86	-
300	36,38	-	-	48,51	60,64	72,77	97,03	-
350	42,72	-	-	56,96	71,20	85,44	113,92	-
400	48,82	-	-	65,10	81,37	97,64	130,19	-

DIN

Anillo de seguridad para ejes Acero elastico según DIN 17222

471



Acero
Steel

Tamaño nom. eje d ₁	3	4	5	6	7	8	
anillo	s	0,4	0,4	0,6	0,7	0,8	0,8
	d ₃	2,7	3,7	4,7	5,6	6,5	7,4
	d ₄	7	8,6	10,3	11,7	13,5	14,7

ranura	d ₂	2,8	3,8	4,8	5,7	6,7	7,6
	m (H13)	0,5	0,5	0,7	0,8	0,9	0,9
	n (mín.)	0,3	0,3	0,3	0,5	0,5	0,6

Tamaño nom. eje d ₁	9	10	11	12	13	14	
anillo	s	1	1	1	1	1	1
	d ₃	8,4	9,3	10,2	11	11,9	12,9
	d ₄	16	17	18	19	20,2	21,4

ranura	d ₂	8,6	9,6	10,5	11,5	12,4	13,4
	m (H13)	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
	n (mín.)	0,6	0,6	0,8	0,8	0,9	0,9

Tamaño nom. eje d ₁	15	16	17	18	19	20	
anillo	s	1	1	1	1,2	1,2	1,2
	d ₃	13,8	14,7	15,7	16,5	17,5	18,5
	d ₄	22,6	23,8	25	26,2	27,2	28,4

ranura	d ₂	14,3	15,2	16,2	17	18	19
	m (H13)	1,1	1,1	1,1	1,3	1,3	1,3
	n (mín.)	1,1	1,2	1,2	1,5	1,5	1,5

Tamaño nom. eje d ₁	21	22	23*	24	25	26	
anillo	s	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
	d ₃	19,5	20,5	21,5	22,2	23,2	24,2
	d ₄	29,6	30,8	31	33,2	34,2	35,5

ranura	d ₂	20	21	22	22,9	23,9	24,6
	m (H13)	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
	n (mín.)	1,5	1,5	1,5	1,7	1,7	1,7

Tamaño nom. eje d ₁	27*	28	29	30	31*	32	
anillo	s	1,2	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
	d ₃	24,9	25,9	26,9	27,9	28,6	29,6
	d ₄	35,4	37,9	39,1	40,5	40,3	43

ranura	d ₂	25,9	26,6	27,6	28,6	29,3	30,3
	m (H13)	1,3	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
	n (mín.)	2,1	2,1	2,1	2,1	2,6	2,6

Tamaño nom. eje d ₁	33*	34	35	36	37*	38	
anillo	s	1,5	1,5	1,5	1,75	1,75	1,75
	d ₃	30,5	31,5	32,2	33,2	34,2	35,2
	d ₄	43,4	45,4	46,8	47,8	48	50,2

ranura	d ₂	31,3	32,3	33	34	35	36
	m (H13)	1,6	1,6	1,6	1,85	1,85	1,85
	n (mín.)	2,6	2,6	3	3	3	3

Cilindros estándar de doble efecto [Serie 1000]

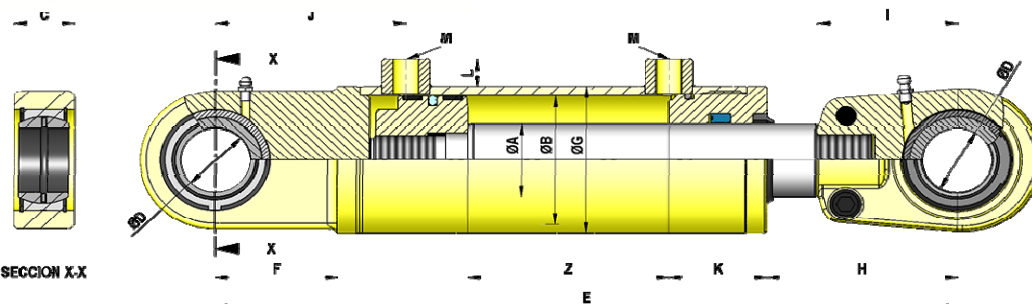
Double acting standard cylinders [Series 1000] / Vérins standard double effet [Série 1000]

REF.	ø A	ø B	Z Carrera Stroke		C	D	F	G	H	I	J	K	L	M BSP	Vol. (L)	Juego Juntas	Peso (kg)														
			Course	E													Weight Poids														
1000/05	20	32	50	260	19	20	38	40	65	50	63	33	9,5	1/4	0,04	J70N	2,08														
1000/10			100	310													2,38														
1000/15			150	360													2,68														
1000/20			200	410													2,98														
1000/30			300	510													3,28														
1008/1	20	40	100	305	19	20	38	50	70	50	67	40	15,0	3/8	0,13	J2040N	3,06														
1008/150			150	355													3,46														
1008/2			200	405													3,86														
1001/1	25	40	100	305	19	20	38	50	70	50	67	40	15	3/8	0,13	J71N	3,34														
1001/2			200	405													4,28														
1001/3			300	505													5,23														
1001/4			400	605													6,18														
1001/5			500	705													7,13														
1009/1	25	50	100	320	23	25	45	60	71	50	76	43	15	3/8	0,20	J2850N	4,36														
1009/150			150	370													4,89														
1009/2			200	420													5,42														
1009/250			250	470													5,95														
1002/1	30	50	100	320	23	25	45	60	71	50	76	43	15	3/8	0,20	J72N	4,44														
1002/150			150	370													5,17														
1002/2			200	420													5,62														
1002/250			250	470													6,40														
1002/3			300	520													6,80														
1002/350			350	570													7,63														
1002/4			400	620													7,98														
1002/450			450	670													8,86														
1002/5			500	720													9,16														
1002/6			600	820													10,34														
1002/7			700	920													11,52														
1002/800			800	1020													13,16														
1003/1			30	60													100	340	28	30	51	70	83	60	82	45	15	3/8	0,28	J73N	6,15
1003/2																	200	440													7,51
1003/3																	300	540													8,87
1003/4	400	640			10,23																										
1003/5	500	740			11,59																										
1003/6	600	840			12,95																										
1003/7	700	940			14,31																										
1004/2	40	70	200	470	30	35	61	80	95	70	94	49	15	3/8	0,77	J74N	11,03														
1004/3			300	570													12,94														
1004/4			400	670													14,85														
1004/5			500	770													16,76														
1004/6			600	870													18,67														
1004/7			700	970													20,58														
1004/800			800	1070													22,33														
1005/2			40	80													200	480	30	35	61	90	93	70	94	54	15	3/8	1,01	J75	12,95
1005/3	300	580			14,98																										
1005/4	400	680			17,01																										
1005/5	500	780			19,04																										
1005/6	600	880			21,07																										
1005/7	700	980			23,10																										
1006/3	50	100			300	625	35	40	69	115	118	85	104	60	17	1/2	2,36	J76N													26,37
1006/4			400	725	29,89																										
1006/5			500	825	33,41																										
1006/600			600	925	36,89																										
1006/7			700	1025	40,45																										
1006/9			900	1225	47,49																										
1007/5	70	125	500	920	40	50	88	145	137	105	141	80	20	3/4	6,18	J77	65,70														
1007/10			1000	1420													123,36	97,45													



CICROSA
CILINDROS Y CROMADOS PALENTINOS

Actualizado el
18/04/2017



TKROM IMPRIMACION SINTETICA

DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO

Imprimación sintética de muy buena brochabilidad y gran facilidad de aplicación. Su gran poder de nivelación permite obtener a brocha o rodillo perfectos acabados, sin tendencia a descolgar. Fabricado a base de resinas gliceroftálicas de excelente secado en profundidad y muy buena dureza y flexibilidad.



USOS / ÁMBITO DE APLICACIÓN

- Protección y preparación de superficies de hierro y acero, tanto en interiores como en exteriores. También está indicada como imprimación para madera.

CARACTERÍSTICAS / VENTAJAS

- Debido a su elasticidad, no cuartea.
- No crea ampollas.
- Se puede repintar sin lijar.
- Mantenimiento económico.
- Inodoro una vez seco.
- Acabado mate sedoso.

ENVASE	TAMAÑO
Metálico	750 ml
Metálico	4 L
Metálico	25 kg

PROPIEDADES DEL PRODUCTO

ASPECTO DE LA PELÍCULA SECA	VALOR	NORMA	INFORME
COLOR	Blanco y colores s/muestra		
ACABADO	G2 SEMIMATE	UNE-EN 1062-1	IL-6201-01
BRILLO 60º	8-10	UNE-EN ISO 2813	IL-6201-01
BRILLO 85º	16-20	UNE-EN ISO 2813	IL-6201-01
COORDENADAS CROMÁTICAS, L*	91 a 93	UNE 48073	IL-6201-02
COORDENADAS CROMÁTICAS, a*	-1,50 a -1,30	UNE 48073	IL-6201-02
COORDENADAS CROMÁTICAS, b*	2,30 a 2,50	UNE 48073	IL-6201-02
BLANCURA BERGER	71-73	UNE 48073	IL-6201-02

PROPIEDADES FÍSICAS	VALOR	NORMA	INFORME
DENSIDAD	1,44-1,48 g/ml	UNE-EN ISO 2811-1	IL-6201-06
VISCOSIDAD (ISO)	80-90 KU	ENSAYO INTERNO	
FINURA DE DISPERSIÓN (GRANULOMETRÍA)	40-50 micras / S1 Fino	UNE-EN ISO 1524 / UNE-EN 1062-1	

REFERIDAS A SU FORMULACIÓN	VALOR	NORMA	INFORME
CONTENIDO EN MATERIA NO VOLÁTIL (EN MASA)	72-74%	UNE-EN ISO 3251	IL-6201-10
CONTENIDO EN MATERIA NO VOLÁTIL (EN VOLUMEN)	53-55%	UNE-EN ISO 23811	
CONTENIDO MÁXIMO EN COV PERMITIDO	350 g/L	2004/42/II A clasificación	
CONTENIDO MÁXIMO EN COV DEL PRODUCTO	350 g/L	2004/42/II A clasificación	

PROPIEDADES DE APLICACIÓN	VALOR	NORMA	INFORME
RENDIMIENTO TEÓRICO	6-8 m ² /L - 4-6 m ² /kg a 75µm secas	UNE-EN ISO 23811	
DILUCIÓN	5-15%	SEGÚN SISTEMA APLICACIÓN	
DILUYENTE	TKROM Disolvente 302 Universal / TKROM Disolvente 345 Sintéticos y Grasos		

CONDICIONES DEL SOPORTE

En exteriores, no aplicar si se prevé lluvia, si se está a pleno sol del mediodía ni en días muy húmedos.

PREPARACIÓN DEL SOPORTE

SUPERFICIES NO PINTADAS O NUEVAS

- Las superficies deberán estar secas y sin grasa, polvo, óxido, etc.
- Se recomienda preparar las superficies mediante chorreado a Sa 2 ½. En el caso de que los requerimientos no sean exigentes, se pueden aplicar preparaciones manuales o mecánicas a St 3, siempre que sea en interiores sin riesgo de condensaciones. Aplicar una o dos manos de TKROM IMPRIMACIÓN SINTÉTICA.

SUPERFICIES YA PINTADAS

- Eliminar las zonas oxidadas y pintura mal adherida mediante medios mecánicos, rasquetas o cepillos de alambre. Limpiar de polvo, grasa y suciedad. Comprobar la adherencia con la capa anterior y en caso de adherencia insuficiente proceder como se ha descrito para superficies nuevas.

SISTEMA DE APLICACIÓN

SISTEMA	PRODUCTO	RENDIMIENTO TEÓRICO	DILUCIÓN	CAPAS
IMPRIMACIÓN	IMPRIMACION SINTETICA	6-8 m ² /L y capa para un espesor recomendado de 60-80 micras capa y mermas del 10%.	5-15% DISOLVENTE SINTETICOS 345 o UNIVERSAL 302	1 o 2

TKROM ESMALTE SECADO RAPIDO ANTICORROSIVO



DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO

Esmalte sintético anticorrosivo, con fosfato de zinc. Fabricado a base de resinas alquídicas modificadas que confieren al producto una excepcional rapidez de secado al aire, además de muy buena dureza, elasticidad, adherencia y brillo. Asimismo los pigmentos que intervienen en su formulación son sólidos y resistentes a la luz y a los agentes atmosféricos.

USOS / ÁMBITO DE APLICACIÓN

- Interior y exterior. Adecuados para maquinaria agrícola e industrial, bombas, compresores, estructuras, etc.

ENVASE	TAMAÑO
Metálico	20 kg

CARACTERÍSTICAS / VENTAJAS

- Adherencia.
- Buena elasticidad.
- Poder de penetración.
- Secado rápido.
- Inodoro una vez seco.
- Resistencia a la abrasión, al impacto y al roce.

PROPIEDADES DEL PRODUCTO

ASPECTO DE LA PELÍCULA SECA	VALOR	NORMA	INFORME
COLOR	Blanco y colores s/muestra		
ACABADO	Brillante		

PROPIEDADES FÍSICAS	VALOR	NORMA	INFORME
DENSIDAD	1,28-1,32 g/ml	UNE-EN ISO 2811-1	
VISCOSIDAD (ISO)	80-90 KU	ENSAYO INTERNO	
FINURA DE DISPERSIÓN (GRANULOMETRÍA)	15-25 micras /Fino / S1 Fino	UNE-EN ISO 1524 / UNE-EN 13300 / UNE-EN 1062-1	

REFERIDAS A SU FORMULACIÓN	VALOR	NORMA	INFORME
CONTENIDO EN MATERIA NO VOLÁTIL (EN MASA)	65-67%	UNE-EN ISO 3251	
CONTENIDO EN MATERIA NO VOLÁTIL (EN VOLUMEN)	48-50%	UNE-EN ISO 23811	
CONTENIDO MÁXIMO EN COV PERMITIDO	500 g/L	2004/42/II A clasificación	
CONTENIDO MÁXIMO EN COV DEL PRODUCTO	500 g/L	2004/42/II A clasificación	

PROPIEDADES DE APLICACIÓN	VALOR	NORMA	INFORME
RENDIMIENTO TEÓRICO	10-12 m ² /L - 7-9 m ² /kg a 45µm secas	UNE-EN ISO 23811	
DILUCIÓN	5-20%	SEGÚN SISTEMA APLICACIÓN	
DILUYENTE	TKROM Disolvente 345 Sintéticos y Grasos / TKROM Disolvente 350 Clorocaucho y Superlite Exterior		

PROPIEDADES ESPECÍFICAS	VALOR	NORMA	INFORME
CLASIFICACIÓN EN FUNCIÓN DEL COMPORTAMIENTO FRENTE AL FUEGO	B-s1, d0	UNE-EN 13501-1:2007 + A1	2968T16

CONDICIONES DEL SOPORTE

En exteriores, no aplicar si se prevé lluvia, si se está a pleno sol del mediodía ni en días muy húmedos.

PREPARACIÓN DEL SOPORTE

SUPERFICIES DE ACERO GALVANIZADO Y ALUMINIO

- Desengrasar y limpiar la superficie. Aplicar una capa de TKROM Imprimación Polivalente Universal TDS-6115. Aplicar transcurrido el intervalo de tiempo adecuado, una o dos manos de TKROM ESMALTE SECADO RAPIDO ANTICORROSIVO.

SUPERFICIES DE HIERRO O ACERO NO PINTADAS

- Eliminar la eventual presencia de óxido y residuos de laminación, con espátulas o cepillos metálicos apropiados; desengrasar y limpiar de polvo y suciedad y lijar cuidadosamente hasta eliminar los residuos de óxido de la superficie. Aplicar a continuación, una o dos manos de TKROM Imprimación de Secado Rápido TDS-6202. Transcurrido el tiempo necesario, aplicar TKROM ESMALTE SECADO RAPIDO ANTICORROSIVO.

SUPERFICIES DE HIERRO O ACERO PINTADAS

- Eliminar las capas de pintura que no estén perfectamente adheridas y proceder a continuación como se ha indicado para las superficies de hierro no pintadas.

SISTEMA DE APLICACIÓN

SISTEMA	PRODUCTO	RENDIMIENTO TEÓRICO	DILUCIÓN	CAPAS
IMPRIMACIÓN (HIERRO O ACERO)	IMPRIMACION S/R TDS-6202	6-8 m ² /L y capa para un espesor recomendado de 60-80 micras capa y mermas del 10%.	5-15% DISOLVENTE SINTÉTICOS 345 o UNIVERSAL 301	1 o 2
ACABADO (SUPERFICIES DIFÍCILES)	TKROM ESMALTE SECADO RAPIDO ANTICORROSIVO	8-10 m ² /L y capa	5-20% SEGÚN SISTEMA DE APLICACIÓN. DISOLVENTE SINTÉTICOS 345 TDS-6914 o DISOLVENTE CLOROCAUCHO 350 TDS-6934	2

6. BIBLIOGRAFÍA



6.1- BIBLIOGRAFÍA Y WEBGRAFÍA

- [1] Desconocido. (Agosto de 2018). *www.oxiplant.com*. Obtenido de *www.oxiplant.com*.
- [2] Solves, I. M. (2014). UD 3. Planificación de la producción.
- [3] Deformación metálica y chapa. (s.f.). *www.interempresas.net*. Obtenido de *www.interempresas.net*.
- [4] *www.harsle.es*. (Junio de 2018). Obtenido de *www.harsle.es*.
- [5] Tecnitool. (s.f.). *www.tecnitool.es*. Obtenido de *www.tecnitool.es*:
<https://www.tecnitool.es/que-es-una-radial/>
- [6] Ajjal. (s.f.). *www.Ajial.com*. Obtenido de *www.Ajial.com*.
- [7] Enguita, R. (2014). Asignatura Tecnología mecánica - Grado en ingeniería mecánica.
Procesos por arranque de viruta.
- [8] de Máquinas y Herramientas. (Diciembre de 2017). *www.demaquinasyherramientas.com*.
Obtenido de *www.demaquinasyherramientas.com*.
- [9] Pinturas Tkrom Eupinca SA. (s.f.). *www.trom.com*. Obtenido de *www.tkrom.com*.
- [10] *www.slideshare.es*. (s.f.). Obtenido de <https://es.slideshare.net/rozure/soldadura-gmaw>
- [11] Davó, N. C. (2018). Tema 2. Oleohidráulica. *Tema 2. Oleohidráulica*.
- [12] Norton, R. L. (2012). Diseño de máquinas. Un enfoque integrado. En R. L. Norton, *Diseño de máquinas. Un enfoque integrado*.

